

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA
SEDE QUITO

CARRERA DE INGENIERIA MECÁNICA

**Trabajo de titulación previo a la obtención del título de: INGENIERO
MECÁNICO**

TEMA:

**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO VIBRADOR
MULTIDIRECCIONAL PARA COSECHAR CAPULÍ**

AUTOR:

TELMO FABIAN RODRÍGUEZ RODRÍGUEZ

TUTOR:

FABIO EDUARDO OBANDO HERRERA

Quito, enero 2016

Cesión de derechos de autor

Yo **Telmo Fabián Rodríguez Rodríguez** , con documento de identificación N° 1721874392, manifestamos voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de grado/titulación intitulado: **“Diseño y simulación de un dispositivo vibrador multidireccional para cosechar capulí”**, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de autores nos reservamos los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.

Telmo Fabián Rodríguez Rodríguez



C.I. 1721874392

Fecha: Quito, Enero del 2016

Declaratoria de coautoría del docente tutor

Yo declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de Proyecto Técnico, DISEÑO Y SIMULACIÓN DE UN DISPOSITIVO VIBRADOR MULTIDIRECCIONAL PARA COSECHAR CAPULÍ realizado por TELMO FABIÁN RODRÍGUEZ RODRÍGUEZ, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, Enero del 2016

A handwritten signature in blue ink, reading "Fabio", with a horizontal line underneath.

FABIO EDUARDO OBANDO HERRERA

C.I. 170798216-9

Agradecimiento

A mi Director de Tesis, Ing. Fabio Obando por su apoyo y su predisposición a brindarme sus consejos en los momentos más difíciles en la elaboración de esta tesis.

Finalmente un gran agradecimiento a esta prestigiosa universidad la cual busca formarnos como profesionales y sobre todo como buenos seres humanos en busca de una mejor sociedad para vivir.

Dedicatoria

Dedico este proyecto de tesis a Dios y a mi familia. A Dios porque siempre me ha bendecido en cada tarea que he emprendido y me ha dado la fortaleza para sobreponerme a los momentos más difíciles y a mis padres y hermana por apoyarme incondicionalmente, por todos sus sacrificios para que jamás me falte nada, de ellos y para ellos es todo mi trabajo porque son las personas que más amo en este mundo.

Índice

Introducción.....	1
1) Capítulo 1	2
Conceptos básicos.....	2
1.1) El Capulí.....	2
1.2) Usos del Capulí	2
1.3) Cosecha	3
1.3.1) Recolección manual de la fruta	4
1.3.2) Sistemas para ayudar a la recolección manual	6
1.4) Tecnología y principios de los vibradores.....	9
1.5) Tipos de máquinas vibradoras para cosecha	9
1.5.1) Máquinas vibradoras	9
2) Capítulo 2	11
Análisis de alternativas de las características de la máquina.....	11
2.1) Requerimiento de potencia.....	11
2.2) Máquina con sistema hidráulico.....	12
2.3) Máquina con tren de engranajes.....	13
2.4) Vibradores portátiles:	14
2.5) Análisis y selección de alternativas.....	14
2.5.1) Factores comparativos	14
2.5.2) Valoración	15
2.6) Calificación de alternativas	15
2.7) Conclusión.....	16
Capítulo 3	17
Diseño del vibrador de masas de inercia	17
3.1) Selección de materiales	17
3.2) Diseño del engranaje cónico motriz	19
3.2.1) Cálculo de fuerzas en el engranaje	21
3.2.2) Fuerza radial del engranaje	22
3.2.3) Esfuerzos superficiales	22
3.2.4) Resistencia a la flexión.....	24
3.3) Diseño del piñón cónico conducido	26
3.3.1) Cálculo de fuerzas en el piñón	27
3.4) Diseño de engranajes helicoidales 1 y 2.....	28

3.4.1) Cálculo de fuerzas en engranaje helicoidal 1 y 2	30
3.4.2) Cálculo de esfuerzos a la flexión.....	31
3.4.3) Esfuerzo a flexión.....	32
3.4.4) Resistencia a la fatiga por flexión	33
3.4.5) Resistencia a la fatiga superficial	36
3.5) Diseño de engranaje helicoidal 3	38
3.5.1) Calculo de fuerzas en engranaje helicoidal 3 y 4	40
3.5.2) Calculo de esfuerzos a la flexión.....	40
3.5.3) Esfuerzo a flexión.....	41
3.5.4) Resistencia a la fatiga por flexión	42
3.5.5) Resistencia a la fatiga superficial	45
3.6) Diseño de engranaje helicoidal 5	46
3.6.1) Calculo de fuerzas en engranaje helicoidal 5	48
3.6.2) Calculo de esfuerzos a la flexión.....	49
3.6.3) Esfuerzo a flexión.....	50
3.6.4) Resistencia a la fatiga por flexión	50
3.6.5) Esfuerzos superficiales	51
3.6.6) Resistencia a la fatiga superficial	54
3.7) Diseño del eje principal.....	55
3.7.1) Reacciones en los rodamientos	56
3.8) Diseño del eje secundario.....	59
3.8.1) Reacciones en los rodamientos	61
3.8.2) A flexión.....	62
3.8.3) A torsión	63
3.9) Diseño del tercer eje	64
3.9.1) Reacciones en los rodamientos	65
3.9.2) A flexión.....	66
3.9.3) A torsión	67
3.10) Diseño del cuarto eje	68
3.10.1) Reacciones en los rodamientos	69
3.10.2) A flexión.....	71
3.10.3) A torsión	72
3.11) Carcaza y elementos estructurales.....	72

3.12) Análisis de la vibración producida	74
3.13) Análisis mediante Excel	80
3.13.1) Variando masa del árbol.....	80
3.13.2) Variando masa del contrapeso.....	81
3.13.3) Variando el radio de inercia	82
3.13.4) Conclusiones	83
4) Capítulo 4	84
Análisis de costos	84
4.1) Costos Directos	84
4.2) Costos Indirectos	85
4.3) Costo total de la máquina	86
5) Referencias	87
6) Anexos.....	88

Índice de figuras

Figura 1: Muestra del capulí en su estado natural.	2
Figura 2: Recolección manual	5
Figura 3: Recolección manual con ayuda de una escalera.	5
Figura 4: Recolección manual por vareo.	6
Figura 5: Sistema biela - manivela	8
Figura 6: Sistema de masas excéntricas	8
Figura 7: Vibrador con sistema hidráulico.	12
Figura 8: Dispositivo vibrador multidireccional de masas de inercia.	13
Figura 9: Vibradora portátil	14
Figura 10: Gráfico de barras - calificación de alternativas.....	16
Figura 11: Engranaje 1 cónico – motriz	19
Figura 12: Piñón cónico - conducido.....	26
Figura 13: Engranajes helicoidales 1 y 2	28
Figura 14: Esquema de los ángulos activos en el engranaje.....	30
Figura 15: Engranaje helicoidal 4.....	38
Figura 16: Engranaje helicoidal 5.....	46
Figura 17: Eje principal, engranaje cónico y rodamientos	55
Figura 18: Diagrama de cuerpo libre del eje principal	56
Figura 19: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Invento.....	57
Figura 20: Diagrama del momento flector generado por Inventor	58
Figura 21: Eje secundario - engranaje cónico - rodamientos - contrapeso.....	60
Figura 22: Diagrama de cuerpo libre del eje secundario	60
Figura 23: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Inventor	62
Figura 24: Diagrama del momento flector generado por Inventor	62
Figura 25: Eje, engranaje helicoidal 2 y 3 y rodamientos	64
Figura 26: Diagrama de cuerpo libre del tercer eje	64
Figura 27: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Inventor	66
Figura 28: Diagrama del momento flector generado por Inventor	66
Figura 29: Eje, engranaje helicoidal 5 y rodamientos	68
Figura 30: Diagrama de cuerpo libre del cuarto eje	69
Figura 31: Amplitud vs masa árbol	81
Figura 32: Amplitud vs masa del contrapeso	82
Figura 33: Amplitud vs radio de inercia.....	83

Índice de tablas

Tabla 1: Calificación de alternativas	15
Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero AISI 4340	17
Tabla 3: Propiedades mecánicas del acero AISI 5115	18
Tabla 4: Propiedades mecánicas del bronce al aluminio	18
Tabla 5: Propiedades mecánicas del acero AISI 1018	18
Tabla 6: Factor ϕ según el tipo de árbol	79
Tabla 7: Calculo de la amplitud variando la masa del árbol	80
Tabla 8: Calculo de la amplitud variando la masa del contrapeso	81
Tabla 9: Calculo de la amplitud variando la masa del radio de inercia.....	82
Tabla 10: Costo – Materia prima.....	84
Tabla 11: Costos de diseño e ingeniería	85
Tabla 12: Costos de mano de obra.....	85
Tabla 13: Costos indirectos	85
Tabla 14: Costo total de la máquina	86

Resumen

El presente documento trata sobre el diseño de una máquina cosechadora de capulí cuya finalidad es facilitar el desprendimiento del fruto mediante la vibración del árbol.

Los métodos generalmente aplicados a la recolección mecanizada de frutos coinciden en provocar la caída de estos por medio de vibraciones aplicadas, ya sea sobre el tronco de un árbol o sobre cada una de sus ramas principales.

Se trata de un dispositivo que comprende una carcasa, en cuyo interior existen dos masas de inercia fijadas a sendos ejes principales giratorios en sentidos opuestos, uno anterior y otro posterior, transmitiéndose el movimiento de uno a otro eje mediante un tren de engranajes, formando parte la carcasa de un conjunto estructural provisto de unas pinzas de agarre al tronco de un árbol frutal (capulí, olivo, almendro, etc.) para producir vibraciones sobre el mismo para hacer caer los frutos.

La novedad en el diseño se centra en la sencilla estructura de la carcasa, así como en la disposición de ambos ejes principales que se encuentran alineados en una misma dirección. Además, el tren de engranajes está ubicado en cavidades aisladas, al igual que ocurre con las masas de inercia que se encuentran establecidas en sendas cavidades independientes.

Es importante señalar el fácil acceso al interior de la carcasa para realizar cualquier operación que se necesite.

Abstract

This paper discusses the design of a cherry tree harvesting machine whose purpose is to facilitate the detachment of the fruit of the tree by vibration.

The methods generally applied to mechanized harvesting of fruits coincide bring down these vibrations applied through either on the trunk of a tree or on each of its major branches.

This is a device comprising a housing, inside which there are two inertia masses attached to respective main axes rotating in opposite directions, one anterior and one posterior, transmitting the movement from one to another shaft by a gear train, part the carcass of a structural assembly provided with a grasper the trunk of a fruit tree (capulí tree, olive, almond, etc.) to produce vibrations on it to bring down the fruits.

The novelty in the design focuses on the simple structure of the housing and the arrangement of the two main axes which are aligned in the same direction. Furthermore, the gear train is located in isolated pockets, as occurs with the inertia masses which are set in respective independent cavities.

Importantly easy access to the interior of the housing for any operation needed.

Introducción

El presente proyecto trata sobre el diseño y simulación de una máquina cosechadora de capulí que facilite el trabajo que actualmente se realiza de forma manual.

El capulí: ¿Quién no ha saboreado el jucho (crema o colada) elaborado con esta fruta? El que ha disfrutado de este tradicional postre quizá desconoce que ésta especie nativa se desarrolla entre los 1200 y 3400 msnm. Puede llegar a medir 12 metros de altura, se produce una vez al año y es rico en vitaminas, calcio y minerales esenciales para la salud. El árbol es frondoso y de las ramas cuelgan los racimos con esta fruta pequeña, redonda con colores negro y rojo. Crece libremente y requiere de poco cuidado.

La vibración es el sistema más extendido para provocar el desprendimiento del fruto de los árboles. Gracias a ella, el derribo ha pasado de ser una operación manual bastante tosca a un procedimiento técnico.

En un principio se utilizaron técnicas tan poco sofisticadas para vibrar como golpear los árboles con largos mazos que hacían desprender los frutos.

Cada mazo tenía alrededor de un metro de longitud y una gruesa almohadilla de goma que era la que contactaba con las ramas, para evitar daños en la corteza.

Este sistema genera una vibración de baja amplitud y alta frecuencia. Otros sistemas vibraban mediante un garfio situado en el extremo de una larga vara que se enganchaba en las ramas y, tirando del palo, se conseguía una vibración de gran amplitud y baja frecuencia.

Capítulo 1

Conceptos básicos

1.1) El Capulí

A esta fruta muy conocida, especialmente en la sierra de nuestro país, cuyo nombre científico “*Prunus serotina*” la podemos definir:

Frutal de los trópicos americanos que crece óptimamente sobre los 1200 m. Es originario de México aunque los mejores tipos se conocen en las tierras altas de Ecuador.

El capulí es un árbol, hasta de 12 m de alto. Las hojas de pecíolos largos y finos tiene la lámina lanceolada oblonga, de 8 a 12 cm de largo, con el ápice agudo y los bordes aserrados: las flores crecen en racimos. Los frutos esféricos, de 1,5 a 2 cm de diámetro, tienen la cascara rojo oscuro y pulpa verde pálido, jugosa y agridulce. La semilla ocupa la mayor parte del fruto. (León, 2000)



Figura 1: Muestra del capulí en su estado natural.
Fuente: karitostars18.wordpress.com/2012/05/17/beneficios-del-capuli-26/

1.2) Usos del Capulí

Además de tener un sabor muy agradable, se usa también en la cocina tradicional ecuatoriana en la elaboración de dulces y mermeladas. También tiene uso medicinal, como se menciona:

En decocción es un buen cicatrizante de heridas ulcerosas, además tiene poder desinflamatorio, sana afecciones cutáneas. Las hojas en infusión y dosis (1 hoja por cada ½ litro de agua) pequeñas, por vía oral como: antitusígenas, sedantes y antiespasmódicas, antiinflamatoria para los ojos. (Charhuapoma & Angulo, 1999)

Es un frutal forestal longevo, es decir, puede vivir más de 80 años. En el país no hay cultivos extensivos. Hay plantas dispersas en producción como en Guano en Chimborazo, Nagsiche en Cotopaxi y Andignato, Tamboloma, Quero y Salasaca en Tungurahua. Asimismo en varios cantones de Pichincha y de Azuay. “El capulí es una de las especies más humildes que nadie cuida, pero que todos cosechan”

“En la cosecha trabajamos todos los miembros de las comunas. Hay que subirse hasta la copa del árbol para atrapar todo. Una parte dejamos para que se alimenten los pájaros”. En la vía a Salasaca hay más de 20 puestos donde se vende este fruto dulce. (ElComercio.com, 2012).

1.3) Cosecha

Este proceso es una parte que va desde la siembra hasta la comercialización de frutos, y mencionamos:

La cosecha de casi todos los frutales se realiza a mano. Solo en caso de algunas frutas con fines de procesamiento industrial se usan vibradores, que son cosechadoras mecánicas.

La recolección de las frutas consiste en un conjunto de operaciones consecutivas, que pueden diferenciarse en la siguiente forma:

- Operaciones de pre cosecha.
- Determinación de la madurez.
- Recolección y manejo del producto cosechado.
- Clasificación del producto
- Empaque
- Almacenamiento temporal. (Berlijn et al, 2008)

El fruto alcanza su madurez cuando cambia de color de verde a amarillo dorado. En este estado se desprende con facilidad conjuntamente el cáliz o cubierta. El fruto cosechado inmaduro llega a madurar, pero no alcanza la dulzura que cuando es cosechado completamente maduro.

Los frutos son cosechados a mano cada 2 a 3 semanas, Otra modalidad de recolectar los frutos es colocando una manta o lámina de plástico debajo de la planta, para que con un ligero remezón se consiga desprenderlos. Con esto se consigue frutos con mayor uniformidad de maduración.

En el pico de cosecha, usualmente una persona puede recolectar unos 90 kg de frutos por día; en cambio al comienzo y final de temporada de cosecha es usual obtener unos 20 kg al día. (PROFRUT, 2000)

1.3.1) Recolección manual de la fruta

Este proceso se ejecuta en la mayoría de plantaciones frutales del país que no sean parte de grandes industrias alimenticias, sobre esto se menciona:

En cualquier plantación de árboles frutales cuando se recoge manualmente la fruta, los pasos que siguen los obreros son los siguientes:

- Localización de los frutos.
- Selección de los que se van a recolectar.
- Arranque de los frutos.
- Colocación en pequeños contenedores.
- Agrupamiento para su manejo.
- La localización y la selección se hace según criterios de tamaño, firmeza y color.

Los frutos, una vez arrancados, se depositan en una bolsa, un cubo o una cesta que normalmente se vacía en un contenedor en el que son transportados. (Porras-Soriano et al, 1999)



Figura 2: Recolección manual
Fuente: (ADMIN, 2014)

La recolección manual de fruta de los árboles se debe enfocar de forma que el producto tenga un alto nivel de calidad y un precio reducido, para lo cual debe ser cuidadosamente estudiada. Para ello han de tenerse en cuenta las operaciones previas a la recolección, tales como preparación de suelos, reducción de tamaño de los árboles y podas adecuadas. La poda adecuada de árboles facilita el acceso con las escaleras y mejora la eficacia de trabajo.



Figura 3: Recolección manual con ayuda de una escalera.
Fuente: (s.a, 2014)

1.3.2) Sistemas para ayudar a la recolección manual

Los sistemas que ayudan a separar la fruta de la planta han recibido una atención importante en la mayoría de los cultivos de frutales.

En algunos cultivos arbóreos de frutales se han desarrollado máquinas de ayuda a la recolección, que realizan una o más de las operaciones siguientes:

- Situar al obrero con un fácil acceso a los frutos.
- Ayudar al trabajador a arrancar los frutos.
- Reducir la fatiga.
- Reducir la monotonía del trabajo.
- Eliminar el acarreo de los frutos.

Los objetivos fundamentales de las máquinas de ayuda a la recolección son incrementar la productividad, hacer el trabajo más fácil y mejorar la ergonomía. (Porras-Soriano et al, 1999)

Existen también herramientas de ayuda que facilitan la recolección, mencionaremos al más usado en nuestro medio, según (Porras-Soriano et al, 1999) El sistema de vareo es el método más frecuentemente utilizado. El operario, provisto de una vara trata de cortar la rama que sostiene al capulí.



Figura 4: Recolección manual por vareo.
Fuente: (Merino, 2014)

Derribo mecánico de la fruta de los árboles

La vibración es el sistema más extendido para provocar el desprendimiento del fruto de los árboles. Gracias a ella, el derribo ha pasado de ser una operación manual bastante tosca a un procedimiento técnico.

En un principio se utilizaron técnicas tan poco sofisticadas para vibrar como golpear los árboles con largos mazos que hacían desprender los frutos.

Cada mazo tenía alrededor de un metro de longitud y una gruesa almohadilla de goma que era la que contactaba con las ramas, para evitar daños en la corteza.

Este sistema genera una vibración de baja amplitud y alta frecuencia.

Otros sistemas vibraban mediante un garfio situado en el extremo de una larga vara que se enganchaba en las ramas y, tirando del palo, se conseguía una vibración de gran amplitud y baja frecuencia. (Porrás-Soriano et al, 1999)

Sistemas mecanizados y más avanzados, comenzaron a aparecer, se menciona alguno de ellos:

El gran avance se dio cuando aparecieron los denominados vibradores de inercia. Los primeros, de origen americano, consistían en una gran masa en cuyo interior se alojaba un mecanismo biela – manivela que accionaba un brazo deslizante, que se fijaba al árbol mediante una pinza con accionamiento hidráulico. El accionamiento hidrostático del sistema biela – manivela originaba al desplazarse, acercando y alejando la masa del árbol, la necesaria vibración para derribar la fruta.

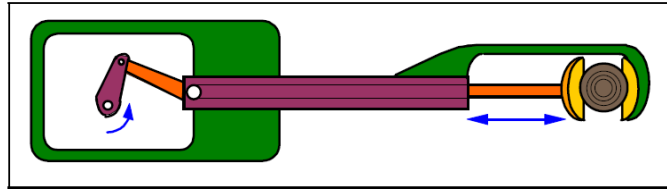


Figura 5: Sistema biela - manivela

Fuente: (Porras-Soriano et al, 1999)

Al notar mediante ensayos que cuando los árboles vibraban en diferentes direcciones se incrementaba notablemente el porcentaje de fruto derribado, se desarrollaron máquinas con vibración multidireccional que ha sido las que, en frutos difíciles de derribar, se han impuesto.

El principio de funcionamiento de estas máquinas, cuyo esquema se representa a continuación, consiste en dos masas excéntricas que giran en sentido contrario y con velocidades angulares diferentes en valor absoluto, aunque próximas. De esta forma, al superponerse y oponerse generan una fuerza variable en módulo, dirección y sentido que origina la vibración multidireccional deseada. (Porras-Soriano et al, 1999)

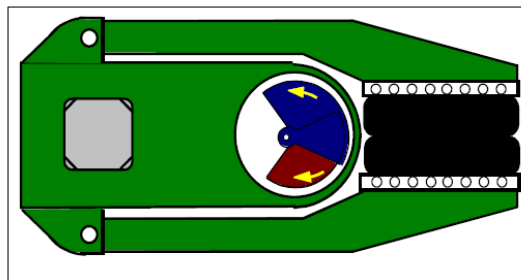


Figura 6: Sistema de masas excéntricas

Fuente: (Porras-Soriano et al, 1999)

1.4) Tecnología y principios de los vibradores

La vibración mecánica se ha convertido, de todos los métodos ensayados, en la forma más desarrollada de derribo de fruta de los árboles. Gracias a ella se ha conseguido pasar de una ruda operación manual a un proceso altamente tecnificado.

En el ámbito mundial, el método de vibración al tallo, a las ramas o al follaje es muy utilizado para la recolección mecánica de frutos, por su versatilidad y los resultados que ofrece en la reducción de costos unitarios y en el incremento en la eficiencia de la mano de obra. Un vibrador permite aplicar niveles adecuados de energía en partes localizadas del árbol (tronco, ramas y follaje) que genera vibraciones en todas las estructuras del mismo que causan el desprendimiento de un alto porcentaje de frutas por fatiga y/o fuerzas inerciales en tiempos muy cortos, generalmente menos de 10 segundos. (Araque, Oliveros, Sanz, & Ramirez, 2005).

1.5) Tipos de máquinas vibradoras para cosecha

1.5.1) Máquinas vibradoras

En nuestro país no se encuentran estudios sobre la aplicación de máquinas vibradoras en árboles de capulí, por lo que nos referimos a estudios hechos en países hermanos y a frutos de similares características al capulí como es la aceituna:

Se ha ensayado diferentes tipos y modelos de vibradores, mostrándose como más eficaces los potentes vibradores multidireccionales.

Con ellos, en experiencias de recolección de aceituna se han conseguido eficacias de derribo superiores al 95 % en parcelas de árboles homogéneos y con óptimas condiciones para la vibración. No obstante en trabajos normales de recolección en diversas fincas y con actuación sobre varios miles de plantas, las eficacias conseguidas son de alrededor del 90 %. El número de pies vibrados por hora de trabajo es del orden de 50 – 60.

La calidad de la operación es óptima, pues el desprendimiento de retallos es insignificante. Solamente se desprende hoja vieja y algunos

brotos dañados por el barrenillo. No se registra daño en los demás órganos de la planta, el daño en los frutos es pequeño y por su puesto mucho menor que el provocado por el vareo. (Porras, Cabrera, & Soriano, 1995).

Capítulo 2

Análisis de alternativas de las características de la máquina

En este capítulo se presenta un análisis de las ventajas y desventajas de cada alternativa y la selección de la mejor alternativa de diseño, con un punto de vista mecánico, económico y de eficiencia en la cosecha.

2.1) Requerimiento de potencia

Ninguna de las operaciones necesaria para el cultivo del capulí requiere tractores de potencias superiores a los 45-48 kW (60-65 C.V.), y como se puede calcular, para vibrar eficazmente un árbol de capulí de tamaño medio o grande se precisan tractores de mayor potencia que la usual, por lo que la mecanización de esta faena de recolección obligaría al agricultor a realizar grandes inversiones, cambiando a tractores de incluso 100 kW (136 C.V.), que aunque le permitirían poder sacudir los árboles con elevadas eficacias de derribo, le desequilibrarían las otras operaciones y sus gastos, lo que representa un perjuicio económico.

Comercialmente a los constructores les interesa vibrar con bajas potencias, para lo que se usan masas de inercia de hasta 2×40 Kg, que giran a una velocidad de régimen próxima a las 1400 r.p.m., con lo que la potencia motriz que requieren para vibrar un árbol de capulí grande es de 50-55 C.V. de potencia nominal.

Una solución que permita vibrar arboles de capulí grandes con elevadas eficacias de derribo y que no produzca fatiga en la madera, que use como vehículo de accionamiento tractores de 45-58 Kw (60-65 C.V.) se hace muy deseable, para ello basándose en que del tiempo total necesario para la vibración de cada árbol de capulí llega a ser inferior a 40 s, de los cuales sólo unos 8 segundos son utilizados por la vibración, el almacenamiento de una parte de la energía que puede producir el motor alternativo del tractor y su utilización en el instante

de la vibración sería extraordinariamente útil. La idea consiste en utilizar acumuladores hidroneumáticos, almacenar en ellos la energía necesaria para llevar a la velocidad de punta de 1950 r.p.m. los contrapesos en un tiempo breve, con lo que se podrá conseguir la aceleración necesaria para el derribo del capulí de 3000 m/s^2 y, una vez alcanzada dicha velocidad de punta, por las características mecánicas del sistema vibrante, que la velocidad angular se reduzca a 1400 r.p.m. siendo el propio motor del tractor el que se encarga de mantener, si es necesario, dicha frecuencia, lo que haría que el capulí que puede excepcionalmente quedar en el árbol, se caiga por fatiga del pedúnculo o bien, con una pequeña ayuda de vareo. (Porras-Soriano et al, 1999)

2.2) Máquina con sistema hidráulico



Figura 7: Vibrador con sistema hidráulico.
Fuente: (Interempresas, 2014)

La máquina que provoca el desprendimiento de los frutos es un vibrador multidireccional de masas excéntricas, el cual agarra el tronco o ramas de los árboles mediante la pinza de su extremo delantero y los somete a vibración. Todos los movimientos para colocar la máquina en la posición adecuada y la vibración se accionan con un circuito hidráulico cuyo depósito de aceite está en la parte trasera del tractor.

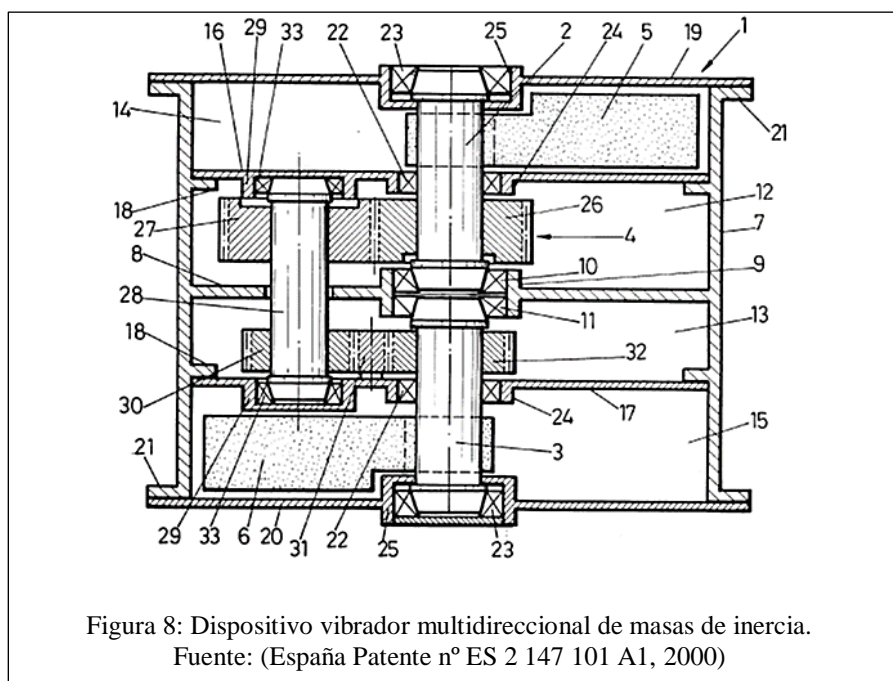
La máquina que recoge los frutos derribados consta de un conjunto de lonas montadas en lo que se denomina “paraguas invertido”, que se extiende bajo la copa de los árboles.

Desde el punto de vista de eficiencia, es una de las mejores herramientas con un 90% de derribo del fruto de los arboles lo que la convierte en una gran alternativa para este proyecto.

2.3) Máquina con tren de engranajes

Este dispositivo vibratorio tiene dos masas de inercia que giran en sentido contrario y con distintas velocidades, presenta características ventajosas en relación con otros dispositivos vibradores convencionales.

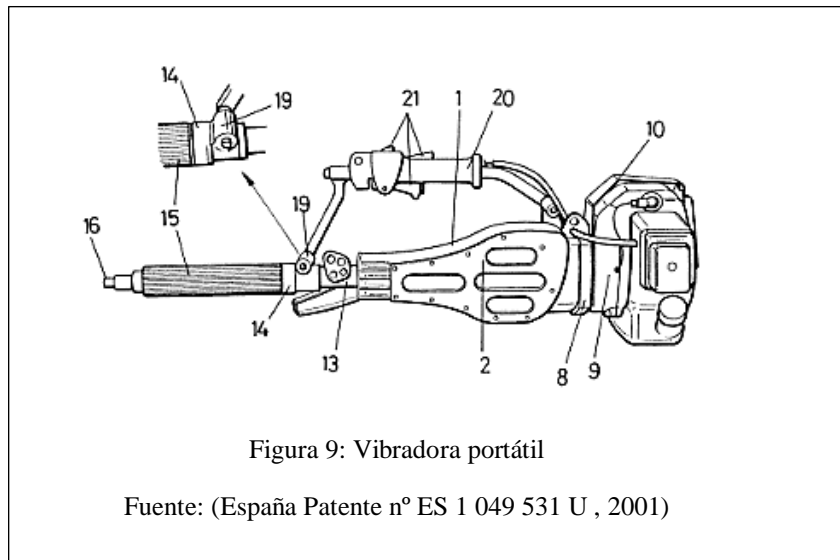
Ventajas: Se evita el uso de correas como elementos de transmisión, el accionamiento de las masas se realizará con la toma de fuerza del tractor, las dos masas de inercia se encuentran dispuestas sobre un mismo eje, con lo que se evitan los daños en la corteza de los árboles y las masas de inercia se encuentran fuera de la cavidad donde se alojan los engranajes.



2.4) Vibradores portátiles:

Son conocidas y se vienen utilizando desde hace muchos años máquinas vibradoras portátiles, que mediante un arnés se manejan colgadas del hombro, que incorporan un motor de accionamiento, generalmente un motor de gasolina y que mediante una transmisión adecuada suministran un movimiento alternativo a una vara rematada en un gancho de acoplamiento a las ramas de los árboles, de manera que, de forma más concreta, una excéntrica y una biela suministran a dicho gancho un movimiento alternativo, prácticamente vibratorio, que transmitido a la rama del árbol hace que se desprendan los frutos, como sucede en el caso de los olivos, almendros, etc.

Este tipo de máquinas portátiles resultan notablemente pesadas y a la incomodidad de manejo derivada de su propio peso hay que añadir además la que conlleva su propio funcionamiento vibratorio, por lo que cualquier modificación en el sentido de equilibrar el peso o reducir las vibraciones que se transmiten al operario, resulta de extraordinario interés. (España Patente nº ES 1 049 531 U , 2001).



2.5) Análisis y selección de alternativas

2.5.1) Factores comparativos

Para optar por la mejor alternativa tomaremos en cuenta los siguientes factores:

- Costo
- Facilidad de operación
- Tamaño
- Seguridad operario
- Existencia de materiales en el mercado
- Facilidad de montaje

2.5.2) Valoración

Se calificará de forma simple en un rango desde 1 al 10:

- i.* 1° Intervalo [1-3]: costo alto, fabricación difícil, difícil acceso en el mercado, difícil montaje, tamaño voluminoso, baja productividad.
- ii.* 2° Intervalo [4-6]: costo medio, dificultad de montaje moderado, media accesibilidad en el mercado, tamaño medio, media productividad.
- iii.* 1° Intervalo [7-10]: bajo costo, fabricación fácil, buena accesibilidad en el mercado, tamaño compacto y altas revoluciones, alta productividad.

2.6) Calificación de alternativas

Tabla 1: Calificación de alternativas

Factores	Alternativa 1	Alternativa 2	Alternativa 3
Costo	6	7	9
Facilidad de operación	9	9	9
Tamaño	7	7	8
Seguridad operario	8	9	3
Existencia de materiales mercado	9	9	9
Facilidad de montaje	8	8	6
Total	47	49	44

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

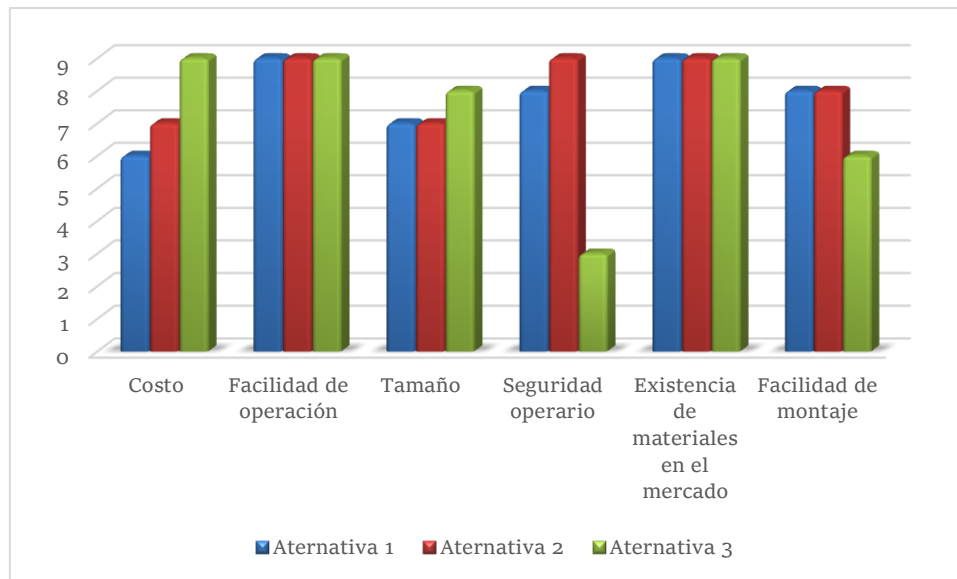


Figura 10: Gráfico de barras - calificación de alternativas
Fuente: T. Rodríguez, 2015

2.7) Conclusión

De la tabla expuesta anteriormente, la mejor alternativa es la numero 2, por lo que se diseñará la misma.

Capítulo 3

Diseño del vibrador de masas de inercia

3.1) Selección de materiales

Para el diseño y simulación de la máquina seleccionaremos los materiales de cada parte que compone el vibrador, para eso tomamos en cuenta factores como características mecánicas y disponibilidad de cada uno.

- **Ejes:** El material seleccionado para el diseño de los ejes es el acero Böhler V-155 (AISI 4340).

Empleo: Para la fabricación de partes y piezas de mayores dimensiones como aviones, maquinaria pesada, ejes para hélices, cigüeñales, barras de torsión, ejes de leva, ejes de bombas, pernos y tuercas de alta tensión, rodillos para transportadoras, vástagos y pines, brazos de dirección, ciertos engranajes sometidos a grandes esfuerzos, discos de embrague. En general, es recomendado en aplicaciones de piezas de gran sección con elevadas exigencias mecánicas. (Böhler, 2011)

Tabla 2: Propiedades mecánicas del acero AISI 4340

Diámetro (mm)	Límite de fluencia (N/mm ²)	Resistencia a la tracción (N/mm ²)
≤40 ≤100	800	1000 - 1200

Fuente: (Böhler, 2011)

- **Engranajes:** Para los engranajes y piñones seleccionamos el material Böhler E-410 (AISI 5115) y una aleación bronce aluminio SAE 68B para el engranaje cónico helicoidal guiado.

Empleo: Para la fabricación de repuestos para automotores y maquinaria en general, como bielas, bujes, piñones rectos, piñones

cónicos, piñones helicoidales, ejes, sinfines, palancas, piezas de dirección, pines, vástagos. Se utiliza en engranajes para reductores, tornillos sin fin, cojinetes para motores, entre otros. (Böhler, 2011)

E-410

Tabla 3: Propiedades mecánicas del acero AISI 5115

Diámetro (mm)	Límite de fluencia (N/mm ²)	Resistencia a la tracción (N/mm ²)
>16 <100	588	785

Fuente: (Böhler, 2011)

Bronce al aluminio

Tabla 4: Propiedades mecánicas del bronce al aluminio

Límite de fluencia (MPa)	Resistencia a la tracción (MPa)	Dureza HB
205	515	110

Fuente: <http://www.sumiteccr.com/Aplicaciones/Articulos/pdfs/UNS%20C-95400.pdf>

- **Masas y carcaza:** El material seleccionado para estas partes es el acero estructural A36 (AISI 1018).

Empleo: Para la construcción de levas uniones, bujes, pines, pivotes, partes prensadas o troqueladas, pernos, ejes de transmisión con baja exigencia al torque. Entre sus aplicaciones están la construcción de puentes, estanques, estructuras para industrias, edificios, torres y aplicaciones estructurales en general. (Böhler, 2011)

Tabla 5: Propiedades mecánicas del acero AISI 1018

Dureza HB	Límite de fluencia N/mm²	Resistencia a la tracción N/mm²
143	235	410 - 520

Fuente: (Böhler, 2011)

3.2) Diseño del engranaje cónico motriz

El primer engranaje que se diseñará se montará en el eje motriz y transmitirá la potencia y torque necesario para accionar todo el vibrador.

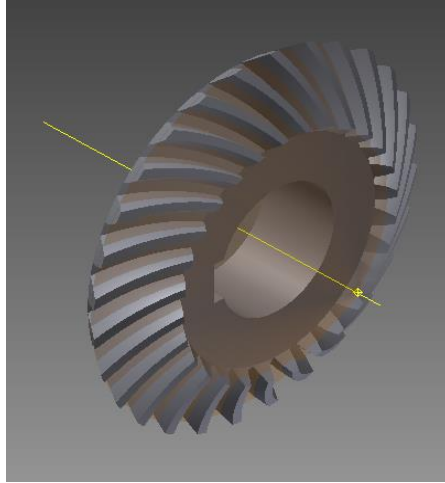


Figura 11: Engranaje 1 cónico – motriz
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

(Budynas, 2008) Recomienda que, el ángulo de presión es de 20° y el ángulo de hélice es de 30° .

La velocidad angular de entrada desde el tractor viene dada por:

$$Wd = 2 * \pi * f$$

$$Wd = 1000 \frac{rev}{min}$$

La frecuencia es:

$$f = \frac{Wd}{2 * \pi}$$

$$f = \frac{1000}{2 * \pi} = 159.155 \frac{rev}{min} = 16.7 \text{ Hz}$$

Diámetro de paso del engranaje es:

$$Dg = \frac{Zg}{Pd} = m * Zg$$

$$Dg = 140 \text{ mm} \approx 5.51 \text{ plg}$$

El número de dientes entonces es:

$$Zg = \frac{Dg}{m} = \frac{140 \text{ mm}}{5} = 28 \text{ dientes}$$

Paso diametral es:

$$Pd = \frac{Zg}{Dg} = \frac{28 \text{ dientes}}{140 \text{ mm}} = 0.2 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} = 5.08 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

La relación de transmisión se halla de la siguiente manera:

$$i = \frac{Vs}{Ve} = \frac{1400}{1000} = 1.4$$

$$1.4 = \frac{Zg}{Zp}$$

$$1.4 * Zp = 28$$

El número de dientes del piñón cónico conducido es:

$$Zp = 20 \text{ dientes}$$

Ángulo de paso del engranaje:

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{Zg}{Zp}$$

$$\Gamma = \tan^{-1} \frac{28 \text{ dientes}}{20 \text{ dientes}} = 54.46^\circ$$

El radio de cono de separación es:

$$L = \frac{Dg}{2 \operatorname{sen}(\Gamma)} = \frac{140 \text{ mm}}{2 \operatorname{sen}(54.46)} = 86.026 \text{ mm}$$

Ancho de cara:

$$F = \frac{L}{3} = \frac{86.026 \text{ mm}}{3} = 28.67 \text{ mm} \approx 29.4 \text{ mm (recomendación de Inventor)}$$

Entonces, el diámetro medio del engranaje es:

$$Dmg = Dg - F * \operatorname{sen}(r)$$

$$Dmg = 140 \text{ mm} - 29.4 \text{ mm} * \operatorname{sen}(54.46)$$

$$Dmg = 116.07 \text{ mm} \approx 0.11607 \text{ m}$$

3.2.1) Cálculo de fuerzas en el engranaje

Torque generado:

$$Tg = \frac{Pot}{velocidad \text{ angular}} = \frac{40 \text{ Kw}}{104.71 \frac{rad}{seg}} = 382 \text{ Nm}$$

Fuerza tangencial del engranaje:

$$Wtg = \frac{2 * Tg}{Dmg} = \frac{2 * 382 \text{ Nm}}{0.11607 \text{ m}}$$

$$Wtg = 6582.23 \text{ N}$$

Fuerza axial del engranaje:

$$Wag = Wtg * \tan(\phi) * \operatorname{sen}(\Gamma)$$

$$Wag = 6582.23 \text{ N} * \tan(20) * \operatorname{sen}(54.46)$$

$$Wag = 1949.43 \text{ N}$$

3.2.2) Fuerza radial del engranaje

$$Wrg = Wtg * \tan(\phi) * \cos(\Gamma)$$

$$Wrg = 6582.23 \text{ N} * \tan(20) * \cos(54.46)$$

$$Wrg = 1392.57 \text{ N}$$

3.2.3) Esfuerzos superficiales

$$Sc = \sigma_c = Cp \left(\frac{Wt}{F * dp * I} * Ko * Kv * Km * Cs * Cxc \right)^{1/2}$$

Dónde:

Coeficiente elástico de resistencia a la picadura recomendado por (Budynas, 2008):

$$Cp = 190 \sqrt{MPa}$$

Factor de geometría de resistencia a la picadura:

$$I = 0.072$$

Factor de sobrecarga:

$$Ko = 2$$

Factor dinámico:

$$Kv = 1.36$$

Factor de distribución de carga:

$$Km = 1$$

Factor de tamaño por resistencia a la picadura:

$$C_s = 0.5821$$

Factor de coronamiento por picadura:

$$C_{xc} = 1.5$$

$$S_c = \sigma_c = 190 \left(\frac{6582.23 \text{ N}}{0.0294 \text{ m} * 0.140 \text{ m} * 0.072} * 2 * 1.36 * 1 * 0.5821 * 1.5 \right)^{1/2}$$

$$S_c = \sigma_c = 1379.95 \text{ MPa}$$

Resistencia al desgaste

$$S_{wc} = \sigma_{perm} = \frac{S_{ac} * C_l * C_h}{K_t * C_r}$$

Dónde:

Numero de esfuerzo por contacto permisible para el acero E-410 (AISI 5115), Autodesk

Inventor nos dice que es:

$$S_{ac} = \sigma_{Hlim} = 1270 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzos de resistencia a la picadura:

$$C_l = 1.31$$

Factor de relación de dureza:

$$C_h = 1$$

Factor de temperatura:

$$K_t = 1$$

Factor de confiabilidad:

$$Cr = 1$$

$$Swc = \sigma_{perm} = \frac{1270 * 1.31 * 1}{1 * 1} = 1663.7 \text{ MPa}$$

$$S_H = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_c} = \frac{1663.7 \text{ MPa}}{1379.95 \text{ MPa}} = 1.2$$

3.2.4) Resistencia a la flexión

$$St = \sigma = \frac{Wt}{F} * Pd * Ko * Kv * \frac{Ks * Km}{Kx * J}$$

Dónde:

Fuerza tangencial para análisis de resistencia:

$$Wt = \frac{2 * T}{d_p} = \frac{2 * 382 \text{ Nm}}{0.140 \text{ m}} = 5457.14 \text{ Nm}$$

Factor de sobrecarga:

$$Ko = 2$$

Factor dinámico:

$$Kv = 1.36$$

Factor de tamaño por flexión:

$$Ks = 1.56$$

Factor de distribución de carga:

$$Km = 1$$

Factor de curvatura en el sentido longitudinal de resistencia a la flexión:

$$K_x = 1$$

Factor de geometría de resistencia a la flexión:

$$J = 0.23$$

$$St = \sigma = \frac{5457.14 \text{ N}}{0.0294 \text{ m}} * 200 \frac{\text{dientes}}{\text{m}} * 2 * 1.36 * \frac{1.56 * 1}{1 * 0.23}$$

$$St = \sigma = 684.87 \text{ MPa}$$

$$S_{wt} = \sigma_{perm} = \frac{S_{at} * K_l}{K_t * K_r}$$

Dónde:

Numero de esfuerzo por flexión permisible del acero E-410 (AISI 5115), Autodesk Inventor nos indica que es:

$$S_{at} = 700 \text{ MPa}$$

Factor de ciclos de esfuerzo de resistencia a la flexión:

$$K_l = 1$$

Factor de temperatura:

$$K_t = 1$$

Factor de confiabilidad:

$$K_r = 1$$

$$S_{wt} = \sigma_{perm} = \frac{700 * 1}{1 * 1} = 700 \text{ MPa}$$

$$S_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma} = \frac{700 \text{ MPa}}{684.87 \text{ MPa}} = 1.02$$

3.3) Diseño del piñón cónico conducido

Es el que irá acoplado con el engranaje motriz y proporcionara la velocidad de giro requerida para el vibrador.

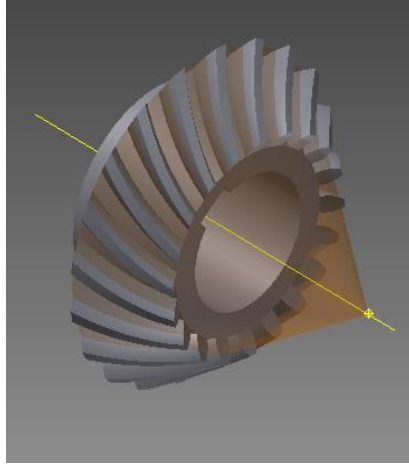


Figura 12: Piñón cónico - conducido
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

El ángulo de hélice y de presión son los mismos que el motriz.

Diámetro de paso del piñón es:

$$Dp = \frac{Zp}{Pd} = m * Zp$$

$$m(modulo) = 5mm$$

$$Dp = 5 * 20 \text{ dientes}$$

$$Dp = 100 \text{ mm}$$

Paso diametral es:

$$Pd = \frac{Zp}{Dp} = \frac{20 \text{ dientes}}{100 \text{ mm}} = 0.2 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} = 5.08 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

Ángulo de paso del piñón:

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{Z_p}{Z_g}$$

$$\gamma = \tan^{-1} \frac{20 \text{ dientes}}{28 \text{ dientes}} = 35.53^\circ$$

El radio de cono de separación es:

$$L = \frac{D_p}{2 \sin(\gamma)} = \frac{100 \text{ mm}}{2 \sin(35.53)} = 86.039 \text{ mm}$$

$$F = \frac{L}{3} = \frac{86.039 \text{ mm}}{3} = 28.67 \text{ mm} \approx 29.4 \text{ (recomendacion de Inventor)}$$

Entonces, el diámetro medio del piñón es:

$$D_{mp} = D_p - F * \sin(\gamma)$$

$$D_{mp} = 100 \text{ mm} - 29.4 \text{ mm} * \sin(35.53)$$

$$D_{mp} = 82.91 \text{ mm} \approx 0.0829 \text{ m}$$

3.3.1) Cálculo de fuerzas en el piñón

La fuerza tangencial del engranaje es igual a la del piñón.

$$W_{tp} = W_{tg} = 6582.23 \text{ N}$$

Fuerza axial del piñón:

$$W_{ap} = W_{tg} * \tan(\phi) * \sin(\gamma)$$

$$W_{ap} = 6582.23 \text{ N} * \tan(20) * \sin(35.53)$$

$$W_{ap} = 1392.23 \text{ N}$$

Fuerza radial del piñón:

$$W_{rp} = W_{tg} * \tan(\phi) * \cos(\gamma)$$

$$W_{rp} = 6582.23 \text{ N} * \tan(20) * \cos(35.53)$$

$$W_{rp} = 1949.67 \text{ N}$$

3.4) Diseño de engranajes helicoidales 1 y 2

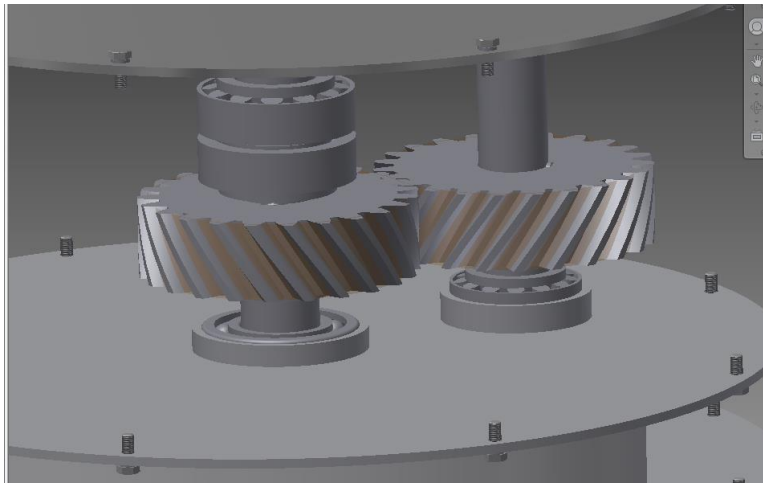


Figura 13: Engranajes helicoidales 1 y 2
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

Ángulo de presión de 20^0 y ángulo de hélice de 35^0 .

Diámetro de paso:

$$d = \frac{\text{modulo} * \text{numero de dientes}}{\cos \phi} = \frac{6 * 23}{\cos 35} = 168.467 \text{ mm}$$

Paso diametral transversal:

$$P_t = \frac{N}{d} = \frac{23}{168.467} = 0.1365 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} = 3.46 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

Paso normal:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \varphi} = \frac{3.46}{\cos 35^\circ} = 4.22 \text{ dientes/pulg}$$

Cabeza:

$$cabeza = \frac{1}{P_n} = \frac{1}{4.22} = 0.2369 \text{ pulg} = 6.01 \text{ mm}$$

Raíz:

$$raiz = \frac{1.25}{P_n} = \frac{1.25}{4.22} = 0.296 \text{ pulg} = 7.52 \text{ mm}$$

Ángulo de presión transversal:

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \varphi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 35} \right) = 23.95^\circ$$

Diámetro de la base:

$$diametro \text{ base} = d * \cos \phi_t = 168.467 * \cos 23.95 = 153.96 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$diametro \text{ exterior} = d + 2 * cabeza = 168.467 + 2 * 6 \text{ mm} = 180.467 \text{ mm}$$

Altura del diente:

$$altura \text{ diente} = cabeza + raiz = 13.52 \text{ mm}$$

Paso circular normal:

$$paso \text{ circular normal} = modulo * \pi = 18.84 \text{ mm}$$

Paso circular frontal:

$$paso \text{ circular frontal} = \frac{m * \pi}{\cos \varphi} = \frac{6 * \pi}{\cos 35} = 23.01 \text{ mm}$$

Paso circular axial:

$$paso\ circular\ axial = \frac{m * \pi}{\sen \varphi} = \frac{6 * \pi}{\cos 35} = 32.863\ mm$$

Ancho de cara:

$$1.2 * paso\ circular\ axial \leq ancho\ de\ cara \leq 2 * paso\ circular\ axial$$

$$ancho\ de\ cara = 50\ mm$$

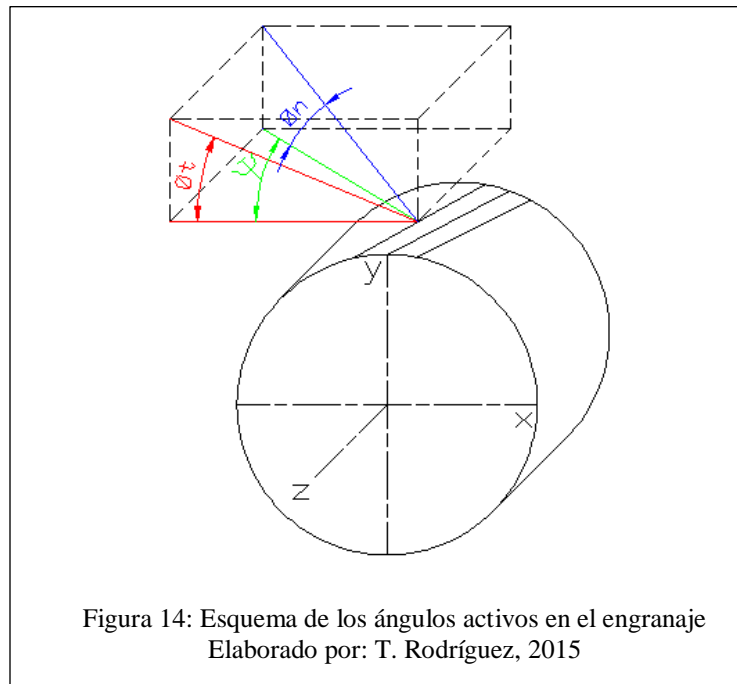
3.4.1) Cálculo de fuerzas en engranaje helicoidal 1 y 2

$$Wtg = \frac{2 * Tg}{Dmg} = \frac{2 * 267.38\ Nm}{0.168467\ m}$$

$$Wtg = 3174.27\ N$$

$$Wrg = W_t * \tan \varnothing_t = 3174.27\ N * \tan 23.95 = 1409.95\ N$$

$$Wag = W_t * \tan \varphi = 3174.27\ N * \tan 35 = 2222.64\ N$$



Razón de contacto:

$$\text{razón de contacto} = \frac{\text{ancho de la cara}}{\text{paso circular axial}} = \frac{50\text{mm}}{32.863\text{ mm}} = 1.52\text{ mm}$$

3.4.2) Cálculo de esfuerzos a la flexión

Factor geométrico a flexión (J):

$$J = 0.33$$

Calidad del engranaje y piñón (Qv): 7

Factor dinámico (Kv):

$$B = \frac{(12 - Qv)^{2/3}}{4} = 0.731 \text{ para } 6 < Qv < 11$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 65.064$$

Velocidad tangencial:

$$Vt = \frac{dp * \text{velocidad angular}}{2} = \frac{0.168467\text{ m} * 146.61}{2} = 12.3\text{ m/s}$$

Velocidad máxima permisible:

$$Vtm = \frac{(A + (Qv - 3))^2}{200} = 23.849\text{ m/s}$$

$$Kv = \frac{A + \sqrt{200 * Vt}}{A} = 1.697$$

Factor de distribución de carga (Km):

$$Km = 1 + Cmc(Cpf * Cpm + Cma * Ce)$$

Con los valores recomendados por (Budynas, 2008):

$$C_{mc}=1$$

$$C_{pf} = 0.037$$

$$C_{pm}= 1$$

$$C_{ma}= 0.157$$

$$C_e= 1$$

$$K_m = 1 + 1(0.037 * 1 + 0.157 * 1) = 1.194$$

Factor de aplicación:

$$K_o = 1.75$$

Factor de tamaño:

$$K_s = 1$$

Factor de espesor del aro:

$$K_b = 1$$

3.4.3) Esfuerzo a flexión

$$\sigma = W_t * K_o * K_v * K_s * \frac{P_d}{F} * \frac{K_m * K_b}{J}$$

$$\sigma = 3174.27 \text{ N} * 1.75 * 1.697 * 1 * \frac{136.52 \text{ dientes/m}}{0.05 \text{ m}} * \frac{1.194 * 1}{0.33}$$

$$\sigma = 93.12 \text{ MPa}$$

3.4.4) Resistencia a la fatiga por flexión

Para el diseño de estos engranajes se adoptará un **Acero AISI 5115**, grado 2, debido que deben tener mejor resistencia mecánica. De la librería de AutoDesk Inventor que indica que:

$$St = 500 \text{ MPa}$$

Factor de vida:

Número de ciclos de carga (N) = 10^7

$$Y_N = 1.3558 * N^{-0.0178}$$

$$Y_N (Kl) = 1.3558 * 10^{7-0.0178} = 1.01$$

Factor de temperatura:

$$Kt = 1$$

Factor de confiabilidad:

Confiabilidad del 99%

$$Kr = 1$$

Resistencia a la fatiga por flexión corregida:

$$\sigma_{perm} = St * \frac{Yn}{Kt * Kr}$$

$$\sigma_{perm} = 500 \text{ MPa} * \frac{1.01}{1 * 1} = 505 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$S_F = \frac{St * Yn / (Kt * Kr)}{\sigma} = \frac{500 \text{ MPa} * 1.01 / (1 * 1)}{93.12 \text{ MPa}} = 5.42$$

Esfuerzos superficiales

Factor Geométrico para resistencia a la picadura I (Z_I):

$$I = \frac{\cos \phi t * \sin \phi t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Relación de velocidades

$$m_G = \frac{Ng}{Np} = \frac{23}{23} = 1$$

Paso de base normal

$$p_N = pn * \cos \phi n$$

$$p_N = 18.84 \text{ mm} * \cos 20^\circ = 17.7 \text{ mm}$$

Relación de repartición de la carga:

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 * z}$$

$$z = \sqrt{(rp + a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(rg + a)^2 - r_{bg}^2} - (rp + rg) * \sin \phi t$$

Dónde:

rp = rg = radio de paso

a = cabeza

rbp = rbg = radio de circulo base

$$z = \sqrt{(0.0842 + 0.00601)^2 - 0.0769^2} + \sqrt{(0.0842 + 0.00601)^2 - 0.0769^2} - (0.0842 + 0.0842) * \sin 23.95^\circ$$

$$z = 25.96 \text{ mm}$$

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 * z}$$

$$m_N = \frac{17.7 \text{ mm}}{0.95 * 25.96 \text{ mm}} = 0.71$$

Entonces:

$$I = \frac{\cos \phi_t * \sin \phi_t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = \frac{\cos 23.95 * \sin 23.95}{2 * 0.71} * \frac{1}{1 + 1} = 0.13$$

Coefficiente elástico:

Para engranaje y piñón de acero

$$C_p = 191 \sqrt{MPa}$$

Coefficiente de terminado superficial:

$$C_f = 1$$

Factor dinámico:

$$K_v = 1.697$$

Factor distribución de carga:

$$K_m = 1.194$$

Factor de aplicación:

$$K_o = 1.75$$

Factor de tamaño:

$$K_s = 1$$

Factor de espesor del aro:

$$K_b = 1$$

Esfuerzo superficial

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\left(Wt * K_o * K_v * K_s * \frac{Km}{d_p * F} * \frac{C_f}{I} \right)}$$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{\left(3174.27 \text{ N} * 1.75 * 1.697 * 1 * \frac{1.194}{0.168467 \text{ m} * 0.05 \text{ m}} * \frac{1}{0.13} \right)}$$

$$\sigma_c = 612.35 \text{ MPa}$$

3.4.5) Resistencia a la fatiga superficial

AutoDesk Inventor indica que:

$$S_c = 1100 \text{ MPa}$$

Factor de vida:

Numero de ciclos de carga (N) = 10^7

$$Z_N = 1.4488 * N^{-0.023}$$

$$Z_N (Kl) = 1.4488 * 10^{7-0.023} = 1$$

Factor de temperatura:

$$K_t = 1$$

Factor de confiabilidad:

Confiabilidad del 99%

$$K_r = 1$$

Factor de razón de dureza (Ch):

$$\frac{Hb_p}{Hb_g} = 1$$

$$C_H = 1$$

Resistencia a la fatiga superficial

$$\sigma_{c \text{ perm}} = \frac{S_c * Z_N * C_H}{K_T * K_R}$$

$$\sigma_{c \text{ perm}} = \frac{1100 \text{ MPa} * 1 * 1}{1 * 1} = 1100 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$S_H = \frac{S_c * Z_N * C_H / (K_T * K_R)}{\sigma_c}$$

$$S_H = \frac{1100 \text{ MPa} * 1 * 1 / (1 * 1)}{612.35 \text{ MPa}} = 1.79$$

3.5) Diseño de engranaje helicoidal 3

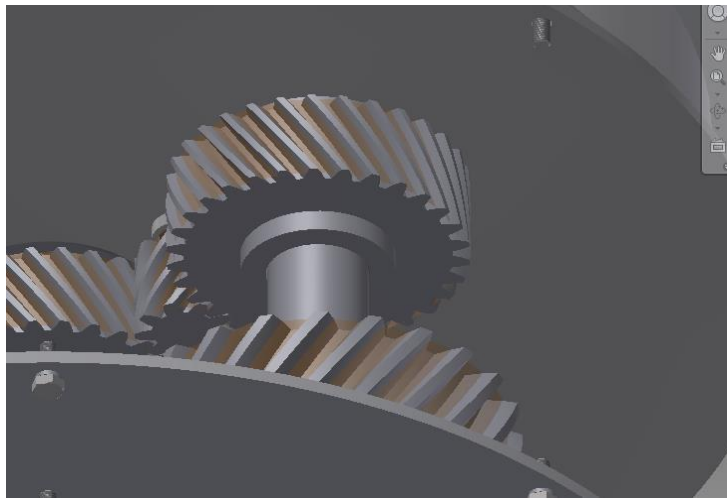


Figura 15: Engranaje helicoidal 4
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

Ángulo de presión de 20^0 y ángulo de hélice de 35^0 .

Diámetro de paso:

$$d = \frac{\text{modulo} * \text{numero de dientes}}{\cos \varphi} = \frac{3.48 * 30}{\cos 35} = 127.44 \text{ mm}$$

Paso diametral:

$$P = \frac{N}{d} = \frac{30}{127.44} = 0.235 \frac{\text{dientes}}{\text{mm}} = 5.97 \frac{\text{dientes}}{\text{pulg}}$$

Paso normal:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \varphi} = \frac{5.97}{\cos 35^0} = 7.28 \text{ dientes/pulg}$$

Cabeza:

$$\text{cabeza} = \frac{1}{P_n} = \frac{1}{7.28} = 0.1372 \text{ pulg} = 3.48 \text{ mm}$$

Raíz:

$$raiz = \frac{1.25}{P_n} = \frac{1.25}{7.28} = 0.171 \text{ pulg} = 4.36 \text{ mm}$$

Ángulo de presión transversal:

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \phi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 35} \right) = 23.95^\circ$$

Diámetro de la base:

$$diametro \text{ base} = d * \cos \phi = 127.44 * \cos 23.95 = 116.46 \text{ mm}$$

Diámetro exterior:

$$diametro \text{ exterior} = d + 2 * cabeza = 127.44 + 2 * 3.48 \text{ mm} = 134.4 \text{ mm}$$

Altura del diente:

$$altura \text{ diente} = cabeza + raiz = 7.84 \text{ mm}$$

Paso circular normal:

$$paso \text{ circular normal} = modulo * \pi = 10.93 \text{ mm}$$

Paso circular frontal:

$$paso \text{ circular frontal} = \frac{m * \pi}{\cos \phi} = \frac{3.48 * \pi}{\cos 35} = 13.34 \text{ mm}$$

Paso circular axial:

$$paso \text{ circular axial} = \frac{m * \pi}{\sin \phi} = \frac{3.48 * \pi}{\sin 35} = 19.06 \text{ mm}$$

Ancho de cara:

$$1.2 * paso \text{ circular axial} \leq ancho \text{ de cara} \leq 2 * paso \text{ circular axial}$$

$$ancho \text{ de cara} = 40 \text{ mm}$$

3.5.1) Calculo de fuerzas en engranaje helicoidal 3 y 4

$$Wtg = \frac{2 * Tg}{Dmg} = \frac{2 * 262.033 \text{ Nm}}{0.127449 \text{ m}}$$

$$Wtg = 4111.96 \text{ N}$$

$$Wrg = W_t * \tan \phi_t = 4111.96 \text{ N} * \tan 23.95 = 1826.46 \text{ N}$$

$$Wag = W_t * \tan \phi = 4111.96 \text{ N} * \tan 35 = 2879.22 \text{ N}$$

Razón de contacto:

$$\text{razón de contacto} = \frac{\text{ancho de la cara}}{\text{paso circular axial}} = \frac{40 \text{ mm}}{19.06 \text{ mm}} = 2.09 \text{ mm}$$

3.5.2) Calculo de esfuerzos a la flexión

Factor geométrico a flexión (J):

$$J = 0.357$$

Calidad del engranaje y piñón (Qv): 7

Factor dinámico (Kv):

$$B = \frac{(12 - Qv)^{2/3}}{4} = 0.731 \text{ para } 6 < Qv < 11$$

$$A = 50 + 56(1 - B) = 65.064$$

Velocidad tangencial:

$$Vt = \frac{dp * \text{velocidad angular}}{2} = \frac{0.12744 \text{ m} * 146.6 \text{ rad/s}}{2} = 9.34 \text{ m/s}$$

Velocidad máxima permisible:

$$V_{tm} = \frac{A + (Qv - 3)^2}{200} = 23.849 \text{ m/s}$$

$$Kv = \frac{A + \sqrt{200 * Vt}}{A} = 1.66$$

Factor de distribución de carga (Km):

$$Km = 1 + Cmc(Cpf * Cpm + Cma * Ce)$$

Valores recomendados por (Budynas, 2008):

$$Cmc=1$$

$$Cpf = 0.032$$

$$Cpm= 1$$

$$Cma= 0.151$$

$$Ce= 1$$

$$Km = 1 + 1(0.032 * 1 + 0.151 * 1) = 1.183$$

Factor de aplicación:

$$Ko = 1.75$$

Factor de tamaño:

$$Ks = 1$$

Factor de espesor del aro:

$$Kb = 1$$

3.5.3) Esfuerzo a flexión

$$\sigma = Wt * Ko * Kv * Ks * \frac{Pd}{F} * \frac{Km * Kb}{J}$$

$$\sigma = 4111.96 \text{ N} * 1.75 * 1.66 * 1 * \frac{235.38 \text{ dientes/m}}{0.04 \text{ m}} * \frac{1.183 * 1}{0.357}$$

$$\sigma = 232.5 \text{ MPa}$$

3.5.4) Resistencia a la fatiga por flexión

Para el diseño de estos engranajes adoptaremos un **Acero AISI 5115**, grado 2, debido que deben tener mejor resistencia mecánica. AutoDesk Inventor nos indica que:

$$St = 500 \text{ MPa}$$

Factor de vida:

$$\text{Número de ciclos de carga (N)} = 10^7$$

$$Y_N = 1.3558 * N^{-0.0178}$$

$$Y_N (Kl) = 1.3558 * 10^{7-0.0178} = 1.01$$

Factor de temperatura:

$$Kt = 1$$

Factor de confiabilidad:

Confiabilidad del 99%

$$Kr = 1$$

Resistencia a la fatiga por flexión corregida:

$$\sigma_{perm} = St * \frac{Yn}{Kt * Kr}$$

$$\sigma_{perm} = 500 \text{ MPa} * \frac{1.01}{1 * 1} = 505 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$S_F = \frac{St * Yn / (Kt * Kr)}{\sigma} = \frac{500 \text{ MPa} * 1.01 / (1 * 1)}{232.5 \text{ MPa}} = 2.17$$

Esfuerzos superficiales

Factor Geométrico para resistencia a la picadura I (Z_I):

$$I = \frac{\cos \phi t * \sin \phi t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Relación de velocidades

$$m_G = \frac{Ng}{Np} = \frac{9}{30} = 0.3$$

Paso de base normal

$$p_N = pn * \cos \phi n$$

$$p_N = 10.93 \text{ mm} * \cos 20^\circ = 10.27 \text{ mm}$$

Relación de repartición de la carga:

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 * z}$$

$$z = \sqrt{(rp + a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(rg + a)^2 - r_{bg}^2} - (rp + rg) * \sin \phi t$$

Dónde:

rp = rg = radio de paso

a = cabeza

rbp = rbg = radio de circulo base

$$z = \sqrt{(0.0637 + 0.00348)^2 - 0.0582^2} + \sqrt{(0.0191 + 0.00348)^2 - 0.0174^2} - (0.0637 + 0.0191) * \sin 23.95^\circ$$

$$z = 14.33 \text{ mm}$$

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 * z}$$

$$m_N = \frac{10.27mm}{0.95 * 14.33mm} = 0.75$$

Entonces:

$$I = \frac{\cos \phi_t * \sin \phi_t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = \frac{\cos 23.95 * \sin 23.95}{2 * 0.75} * \frac{3.33}{3.33 + 1} = 0.19$$

Coefficiente elástico:

Para engranaje y piñón de acero.

$$C_p = 191 \sqrt{MPa}$$

Coefficiente de terminado superficial:

$C_f = 1$ Sugerido por AGMA

Factor dinámico:

$$K_v = 1.66$$

Factor distribución de carga:

$$K_m = 1.183$$

Factor de aplicación:

$$K_o = 1.75$$

Factor de tamaño:

$$K_s = 1$$

Factor de espesor del aro:

$$K_b = 1$$

Esfuerzo superficial

$$\sigma_c = Cp \sqrt{\left(Wt * Ko * Kv * Ks * \frac{Km}{d_p * F} * \frac{C_f}{l} \right)}$$
$$\sigma_c = 191 \sqrt{\left(4111.96 \text{ N} * 1.75 * 1.66 * 1 * \frac{1.183}{0.127449 \text{ m} * 0.04 \text{ m}} * \frac{1}{0.19} \right)}$$
$$\sigma_c = 730.82 \text{ MPa}$$

3.5.5) Resistencia a la fatiga superficial

AutoDesk Inventor nos indica que:

$$Sc = 1100 \text{ MPa}$$

Factor de vida:

Número de ciclos de carga (N) = 10^7

$$Z_N = 1.4488 * N^{-0.023}$$

$$Z_N (Kl) = 1.4488 * 10^{7^{-0.023}} = 1$$

Factor de temperatura:

$$Kb = 1$$

Factor de confiabilidad:

Confiabilidad del 99%

$$Kr = 1$$

Factor de razón de dureza (Ch):

$$\frac{Hb_p}{Hb_g} = 1$$

$$C_H = 1$$

Resistencia a la fatiga superficial

$$\sigma_{sc \text{ perm}} = \frac{S_C * Z_N * C_H}{K_T * K_R}$$

$$\sigma_{sc \text{ perm}} = \frac{1100 \text{ MPa} * 1 * 1}{1 * 1} = 1100 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

$$S_H = \frac{S_C * Z_N * C_H / (K_T * K_R)}{\sigma_C}$$

$$S_H = \frac{1100 \text{ MPa} * 1 * 1 / (1 * 1)}{730.82 \text{ MPa}} = 1.5$$

3.6) Diseño de engranaje helicoidal 5

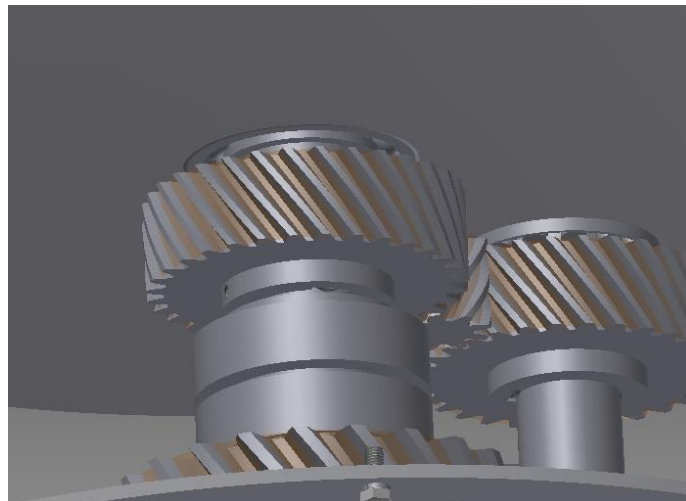


Figura 16: Engranaje helicoidal 5
Fuente: T. Rodríguez, 2015

Ángulo de presión de 20^0 y ángulo de hélice de 35^0 .

Este engranaje se diseña para lograr una salida de velocidad angular del segundo contrapeso muy semejante pero diferente al primero para lograr un empuje cuando los contrapesos se superponen.

$$velocidad\ angular\ a\ la\ salida = \frac{N1\ N3\ N5\ N6}{N2\ N4\ N6\ N7} * n1$$

$$velocidad\ angular\ a\ la\ salida = \frac{28\ 23\ 30\ 9}{20\ 23\ 9\ 31} * 1000\ rpm = 1354.83\ rpm$$

Diámetro de paso:

$$d = \frac{modulo * numero\ de\ dientes}{\cos \varphi} = \frac{3.48 * 31}{\cos 35} = 131.69\ mm$$

Paso diametral transversal:

$$P_t = \frac{N}{d} = \frac{31}{131.69} = 0.235 \frac{dientes}{mm} = 5.97 \frac{dientes}{pulg}$$

Paso normal:

$$P_n = \frac{P_t}{\cos \varphi} = \frac{5.97}{\cos 35^0} = 7.3\ dientes/pulg$$

Cabeza:

$$cabeza = \frac{1}{P_n} = \frac{1}{7.3} = 0.136\ pulg = 3.48\ mm$$

Raíz:

$$raiz = \frac{1.25}{P_n} = \frac{1.25}{7.3} = 0.171\ pulg = 4.35\ mm$$

Ángulo de presión transversal:

$$\phi_t = \tan^{-1} \left(\frac{\tan \phi_n}{\cos \varphi} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{\tan 20}{\cos 35} \right) = 23.95^0$$

Diámetro de la base:

$$diametro\ base = d * \cos \phi = 131.697 * \cos 23.95 = 120.35\ mm$$

Diámetro exterior:

$$diámetro\ exterior = d + 2 * cabeza = 131.697 + 2 * 3.48\ mm = 138.657\ mm$$

Altura del diente:

$$altura\ diente = cabeza + raiz = 7.83\ mm$$

Paso circular normal:

$$paso\ circular\ normal = modulo * \pi = 10.93\ mm$$

Paso circular frontal:

$$paso\ circular\ frontal = \frac{m * \pi}{\cos \varphi} = \frac{3.48 * \pi}{\cos 35} = 13.35\ mm$$

Paso circular axial:

$$paso\ circular\ axial = \frac{m * \pi}{\sen \varphi} = \frac{3.48 * \pi}{\sin 35} = 19.06\ mm$$

Ancho de cara:

$$1.2 * paso\ circular\ axial \leq ancho\ de\ cara \leq 2 * paso\ circular\ axial$$

$$ancho\ de\ cara = 40\ mm$$

3.6.1) Calculo de fuerzas en engranaje helicoidal 5

$$Wtg = \frac{2 * Tg}{Dmg} = \frac{2 * 260.047\ Nm}{0.131697\ m}$$

$$Wtg = 3949.17\ N$$

$$Wrg = W_t * \tan \varnothing_t = 3949.17\ N * \tan 23.95 = 1754.15\ N$$

$$Wag = W_t * \tan \varphi = 3949.17\ N * \tan 35 = 2765.23\ N$$

Razón de contacto:

$$\text{razón de contacto} = \frac{\text{ancho de la cara}}{\text{paso circular axial}} = \frac{40\text{mm}}{19.06\text{ mm}} = 2.09\text{ mm}$$

3.6.2) Calculo de esfuerzos a la flexión

Factor geométrico a flexión (J):

$$J = 0.357$$

Calidad del engranaje y piñón (Qv): 7

Factor dinámico (Kv):

$$B = \frac{(12 - Qv)^{2/3}}{4} = 0.731$$

$$A = 50 + 56(B) = 65.064$$

Velocidad tangencial:

$$Vt = \frac{dp}{2} * \text{velocidad angular} = \frac{0.131697\text{ m} * 141.87 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{2} = 9.34\text{ m/s}$$

$$Kv = \frac{A + \sqrt{200 * Vt^B}}{A} = 1.66$$

Factor de distribución de carga (Km):

$$Km = 1 + Cmc(Cpf * Cpm + Cma * Ce)$$

Valores recomendados por (Budynas, 2008)

$$Cmc=1$$

$$Cpf = 0.032$$

$$Cpm= 1$$

$$Cma= 0.151$$

$$Ce= 1$$

$$Km = 1 + 1(0.032 * 1 + 0.151 * 1) = 1.183$$

Factor de aplicación:

$$Ko = 1.75$$

Factor de tamaño:

$$Ks = 1$$

Factor de espesor del aro:

$$Kb = 1$$

3.6.3) Esfuerzo a flexión

$$\sigma = Wt * Ko * Kv * Ks * \frac{Pd}{F} * \frac{Km * Kb}{J}$$

$$\sigma = 3949.17 \text{ N} * 1.75 * 1.66 * 1 * \frac{235.4 \text{ dientes/m}}{0.04 \text{ m}} * \frac{1.183 * 1}{0.357}$$

$$\sigma = 223.72 \text{ MPa}$$

3.6.4) Resistencia a la fatiga por flexión

Para el diseño de estos engranajes adoptaremos un **Acero AISI 5115**, grado 2, debido que deben tener mejor resistencia mecánica. AutoDesk Inventor nos indica que:

$$St = 500 \text{ MPa}$$

Factor de vida:

Numero de ciclos de carga (N) = 10^7

$$Y_N = 1.3558 * N^{-0.0178}$$

$$Y_N (Kl) = 1.3558 * 10^{7^{-0.0178}} = 1.01$$

Factor de temperatura:

$$Kt = 1$$

Factor de confiabilidad:

Confiabilidad del 99%

$$Kr = 1$$

Resistencia a la fatiga por flexión corregida:

$$\sigma_{perm} = St * \frac{Yn}{Kt * Kr}$$

$$\sigma_{perm} = 500 MPa * \frac{1.01}{1 * 1} = 505 MPa$$

Factor de seguridad:

$$S_F = \frac{St * Yn / (Kt * Kr)}{\sigma} = \frac{500 MPa * 1.01 / (1 * 1)}{223.72 MPa} = 2.25$$

3.6.5) Esfuerzos superficiales

Factor Geométrico para resistencia a la picadura I (Z_I):

$$I = \frac{\cos \phi t * \sin \phi t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

Relación de velocidades

$$m_G = \frac{Ng}{Np} = \frac{31}{9} = 3.44$$

Paso de base normal

$$p_N = pn * \cos \phi n$$

$$p_N = 10.93 \text{ mm} * \cos 20^0 = 10.27 \text{ mm}$$

Relación de repartición de la carga:

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 * z}$$

$$z = \sqrt{(rp + a)^2 - r_{bp}^2} + \sqrt{(rg + a)^2 - r_{bg}^2} - (rp + rg) * \sin \phi t$$

Dónde:

rp = rg = radio de paso

a = cabeza

rbp = rbg = radio de circulo base

$$z = \sqrt{(0.0637 + 0.00348)^2 - 0.0582^2} + \sqrt{(0.0191 + 0.00348)^2 - 0.0174^2} - (0.0637 + 0.0191) * \sin 23.95^0$$

$$z = 14.27 \text{ mm}$$

$$m_N = \frac{p_N}{0.95 * z}$$

$$m_N = \frac{10.27 \text{ mm}}{0.95 * 14.27 \text{ mm}} = 0.76$$

Entonces:

$$I = \frac{\cos \phi t * \sin \phi t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = \frac{\cos 23.95 * \sin 23.95}{2 * 0.76} * \frac{3.44}{3.44 + 1} = 0.189$$

Coeficiente elástico:

Para engranaje y piñón de acero.

$$C_p = 191 \sqrt{MPa}$$

Coeficiente de acabado superficial:

$$C_f = 1 \text{ Sugerido por AGMA}$$

Factor dinámico:

$$K_v = 1.66$$

Factor distribución de carga:

$$K_m = 1.183$$

Factor de aplicación:

$$K_o = 1.75$$

Factor de tamaño:

$$K_s = 1$$

Factor de espesor del aro:

$$K_b = 1$$

Esfuerzo superficial

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\left(W_t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m}{d_p * F} * \frac{C_f}{I} \right)}$$

$$\sigma_c = 191 \sqrt{\left(3949.17 \text{ N} * 1.75 * 1.66 * 1 * \frac{1.183}{0.131697 \text{ m} * 0.04 \text{ m}} * \frac{1}{0.189} \right)}$$

$$\sigma_c = 705.18 \text{ MPa}$$

3.6.6) Resistencia a la fatiga superficial

AutoDesk Inventor indica que:

$$S_c = 1100 \text{ MPa}$$

Factor de vida:

Número de ciclos de carga (N) = 10^7

$$Z_N = 1.4488 * N^{-0.023}$$

$$Z_N (Kl) = 1.4488 * 10^{7^{-0.023}} = 1$$

Factor de temperatura:

$$K_t = 1$$

Factor de confiabilidad:

Confiabilidad del 99%

$$K_r = 1$$

Factor de razón de dureza (Ch):

$$\frac{Hb_p}{Hb_g} = 1$$

$$C_H = 1$$

$$\sigma_{c \text{ perm}} = \frac{S_c * Z_N * C_H}{K_T * K_R}$$

$$\sigma_{c \text{ perm}} = \frac{1100 \text{ MPa} * 1 * 1}{1 * 1} = 1100 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

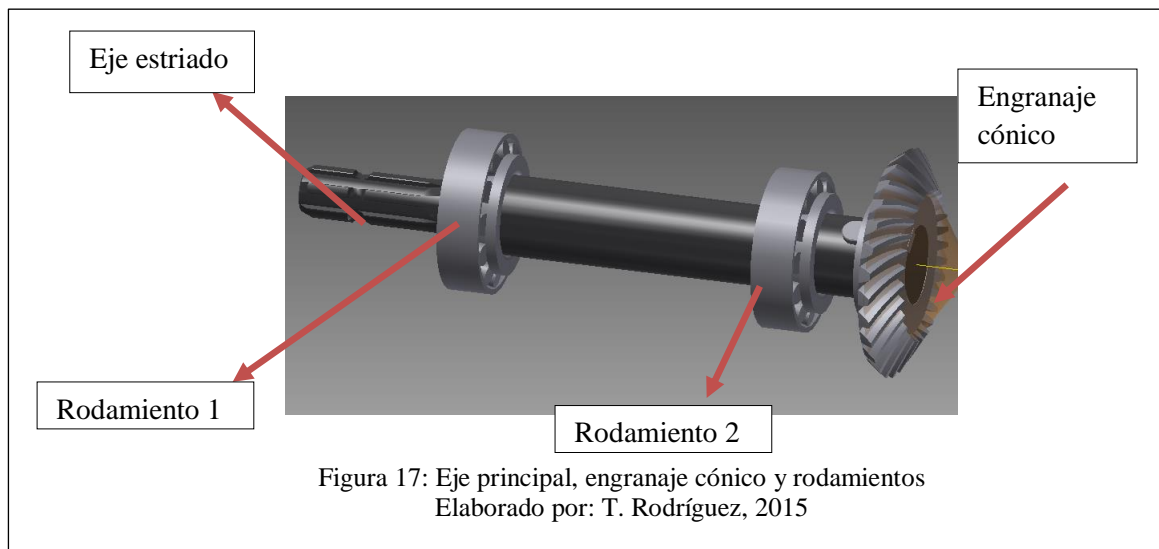
$$S_H = \frac{S_c * Z_N * C_H / (K_T * K_R)}{\sigma_c}$$

$$S_H = \frac{1100 \text{ MPa} * 1 * 1 / (1 * 1)}{705.18 \text{ MPa}} = 1.55$$

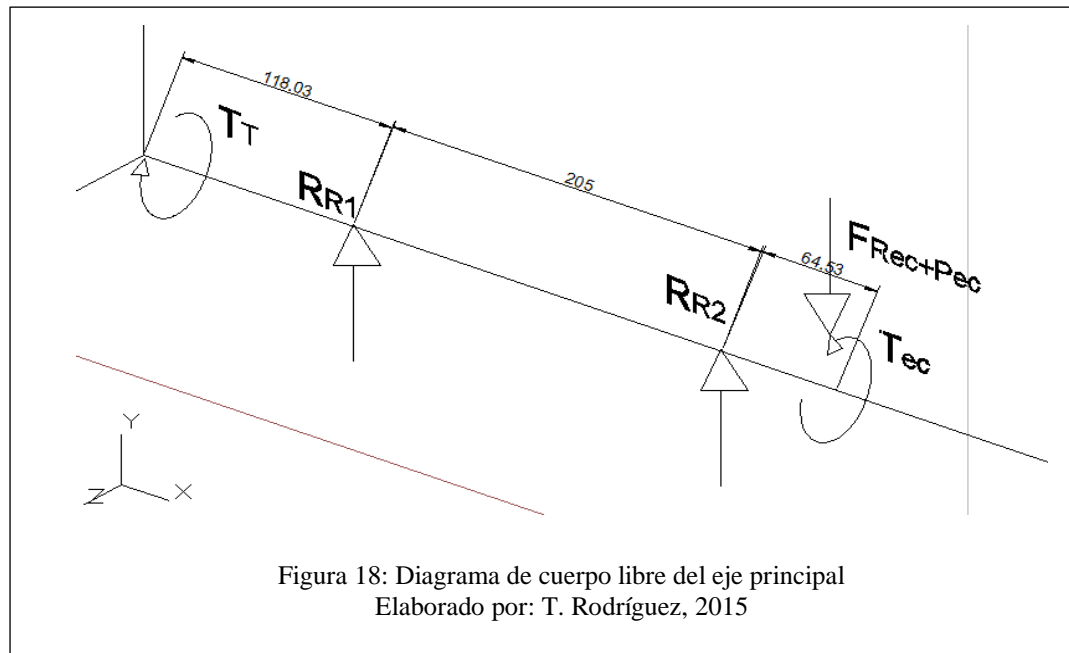
3.7) Diseño del eje principal

Todos los ejes de la máquina vibradora están sometidos a cargas de flexión y de torsión que se generan por efecto de la transmisión de potencia que se da entre los engranajes y el eje; también hay que tomar en consideración los rodamientos ubicados en los extremos del eje.

A continuación en la figura 15 se muestra un arreglo de los elementos a considerarse para el diseño.



Este eje transmite el torque y la velocidad angular al engranaje cónico.



3.7.1) Reacciones en los rodamientos

$$\sum F = 0$$

$$Rr1 + Rr2 = Frec + Pec$$

$$Rr1 + Rr2 = 1392.57 \text{ N} + 16.905 \text{ N}$$

$$Rr1 + Rr2 = 1409.475 \text{ N}$$

$$\sum M = 0$$

$$Tt + Rr1 * (118.03 \text{ mm}) + Rr2 * (323.03 \text{ mm}) = Tec + 1409.475 * (387.57 \text{ mm})$$

$$0.11803 Rr1 + 0.32303 Rr2 = 546.27 \text{ Nm}$$

Entonces:

$$Rr1 = -443.73 \text{ N}$$

$$Rr2 = 1853.21 \text{ N}$$

Dónde:

T_t = torque desde el tractor

R_r = reacción en el rodamiento

F_{rec} = fuerza radial del engranaje cónico

P_{ec} = peso del engranaje cónico

T_{ec} = torque opuesto del engranaje cónico

Los rodamientos seleccionados son rodamientos de rodillos cónicos ya que combinan las ventajas de los rodamientos de bolas y de los cilíndricos, puesto que soportan cargas radiales y de empuje, se ha seleccionado el rodamiento modelo NSK K-529/K-522 (ver anexo 4).

Modelando en Autodesk Inventor:

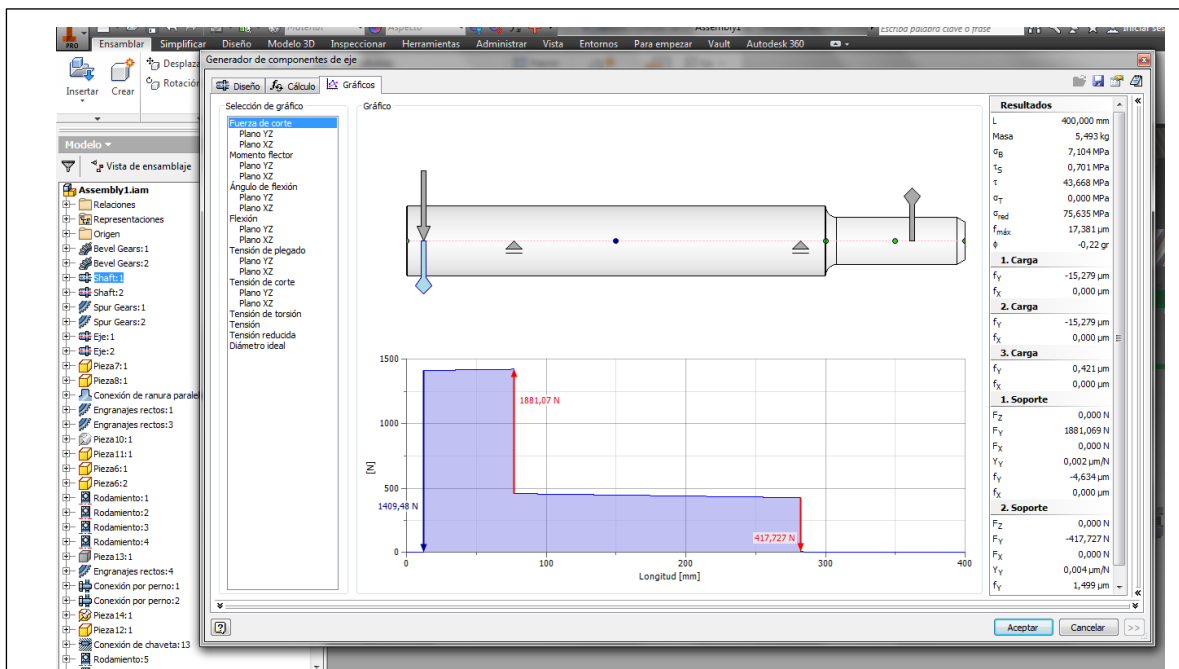


Figura 19: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Invento
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

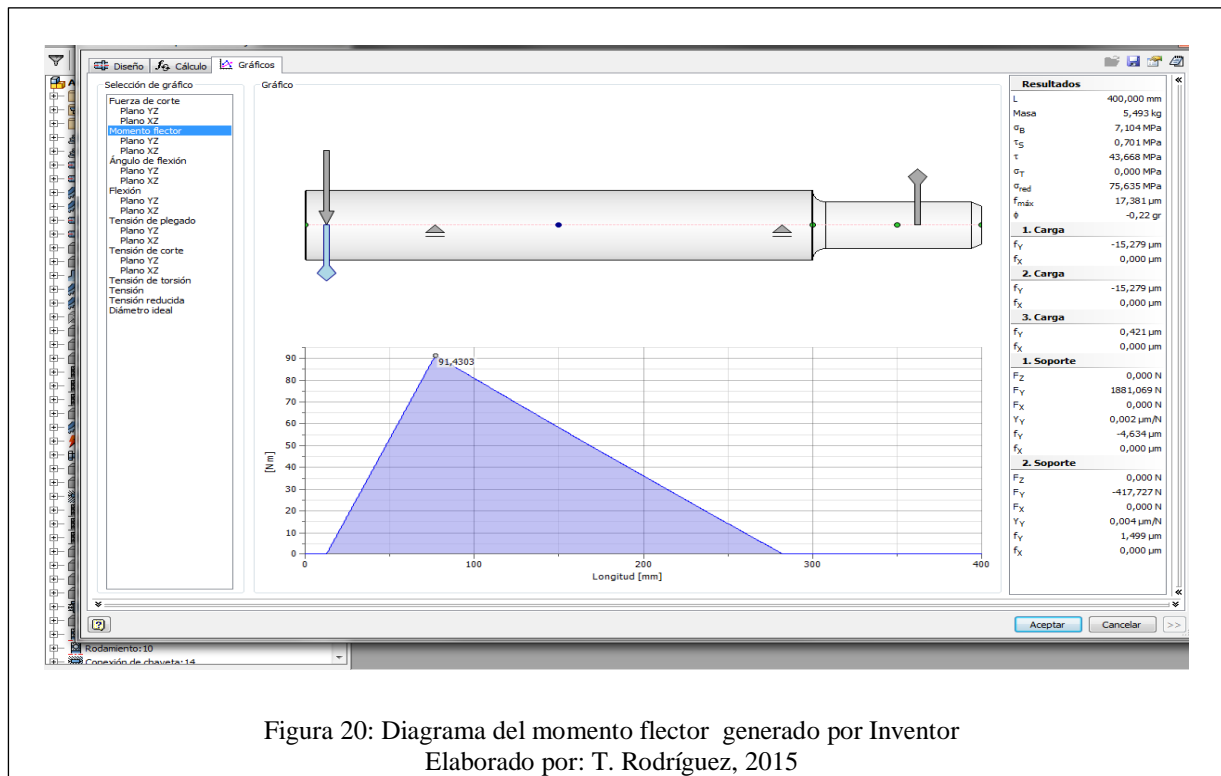


Figura 20: Diagrama del momento flector generado por Inventor
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

A flexión:

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

$$M = F * \frac{a}{L} * (L - x)$$

$$M = \frac{1409.475 \text{ N} * 0.32 \text{ m}}{0.4 \text{ m}} * (0.4 \text{ m} - 0.32 \text{ m})$$

$$M = 90.2 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * (0.0508 \text{ m})^4}{64} = 3.26 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{90.2 \text{ Nm} * 0.0254 \text{ m}}{3.26 * 10^{-7} \text{ m}^4} = 7.02 \text{ MPa}$$

A torsión:

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * (0.0508 \text{ m})^4}{32} = 6.53 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau = \frac{381.972 \text{ Nm} * 0.0254 \text{ m}}{6.53 * 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{14.85 \text{ MPa}}$$

Entonces:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{7.02^2 + 3 * 14.85^2}$$

$$\sigma' = \mathbf{26.66 \text{ MPa}}$$

Inventor indica que el Sy del acero para ejes es de 300 MPa.

$$S_y \text{ calculado} = 2 * \sigma'$$

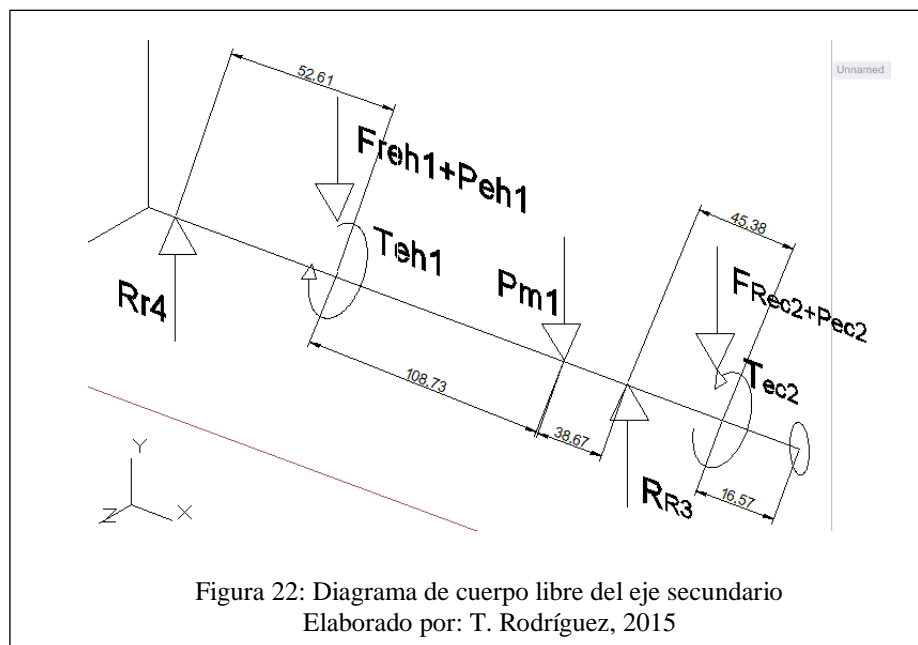
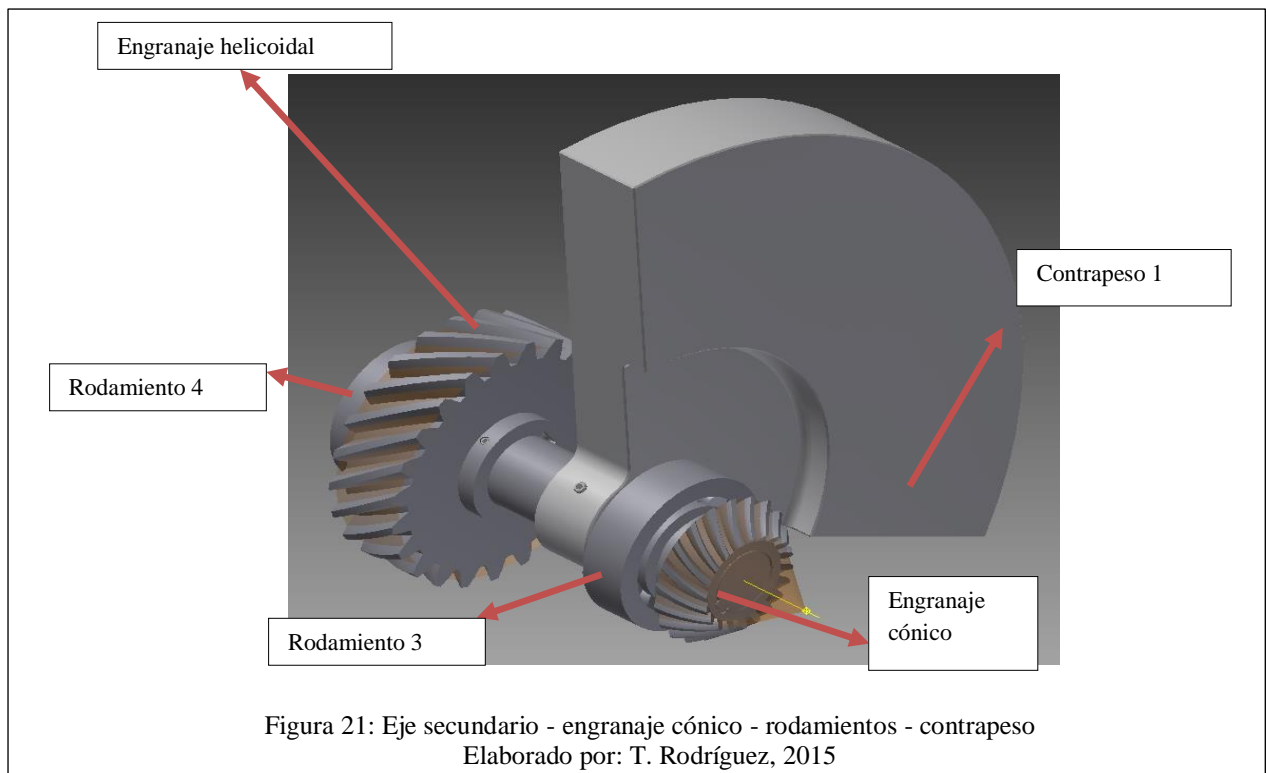
$$S_y \text{ calculado} = 2 * 26.66 \text{ MPa} = 53.32 \text{ MPa}$$

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma \text{ max}}$$

$$Fs = \frac{300 \text{ MPa}}{53.32 \text{ MPa}} = 5.62$$

3.8) Diseño del eje secundario

A continuación en la figura 19 se muestra un arreglo de los elementos a considerarse para el diseño de este eje.



3.8.1) Reacciones en los rodamientos

$$\sum F = 0$$

$$Frec1 + Pec2 + Pm1 + Freh1 + Peh1 - Rr3 - Rr4 = 0$$

$$1949.67 \text{ N} + 9.8 \text{ N} + 392 \text{ N} + 1409.95 \text{ N} + 79.17 \text{ N} - Rr3 - Rr4 = 0$$

$$3840.59 \text{ N} = Rr3 + Rr4$$

$$\sum M = 0$$

$$Tec2 + (Freh1 + Peh1) * 209.35 + Pm1 * 100.62 \text{ mm} + (Frec2 + Pec2) * 16.57 \\ - Teh1 = 61.95 \text{ mm} * Rr3 + 261.97 * Rr4$$

$$311.74 \text{ Nm} + 39.44 \text{ Nm} + 32.4684 \text{ Nm} = 0.06195 * Rr3 + 0.26197 * Rr4$$

$$383.64 \text{ Nm} = 0.06195 * Rr3 + 0.26197 * Rr4$$

Entonces:

$$Rr3 = 3112.07 \text{ N}$$

$$Rr4 = 728.52 \text{ N}$$

Dónde:

Tec= torque del engrane cónico

Rr= reacción en el rodamiento

Frec= fuerza radial del engranaje cónico

Pec= peso del engranaje cónico

Teh= torque opuesto del engranaje helicoidal

Freh= fuerza radial del engranaje helicoidal

Pm1= peso de la masa 1

Se ha seleccionado para el rodamiento 3 el modelo NSK K-535/K-532 y para el rodamiento 4 el modelo K-529/K-522 (ver anexo 4).

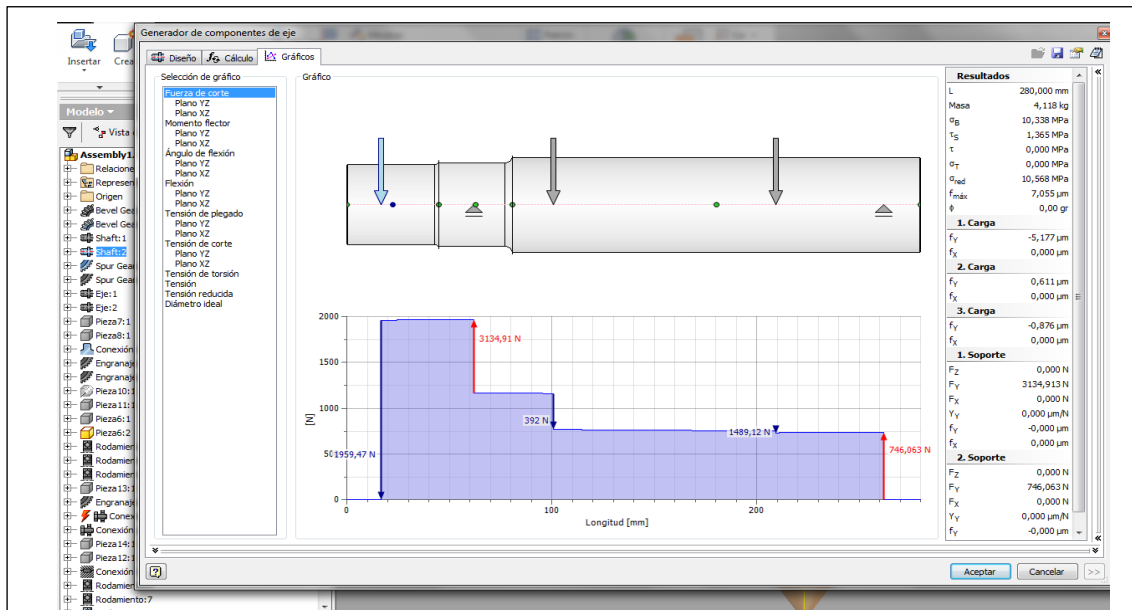


Figura 23: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Inventor
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

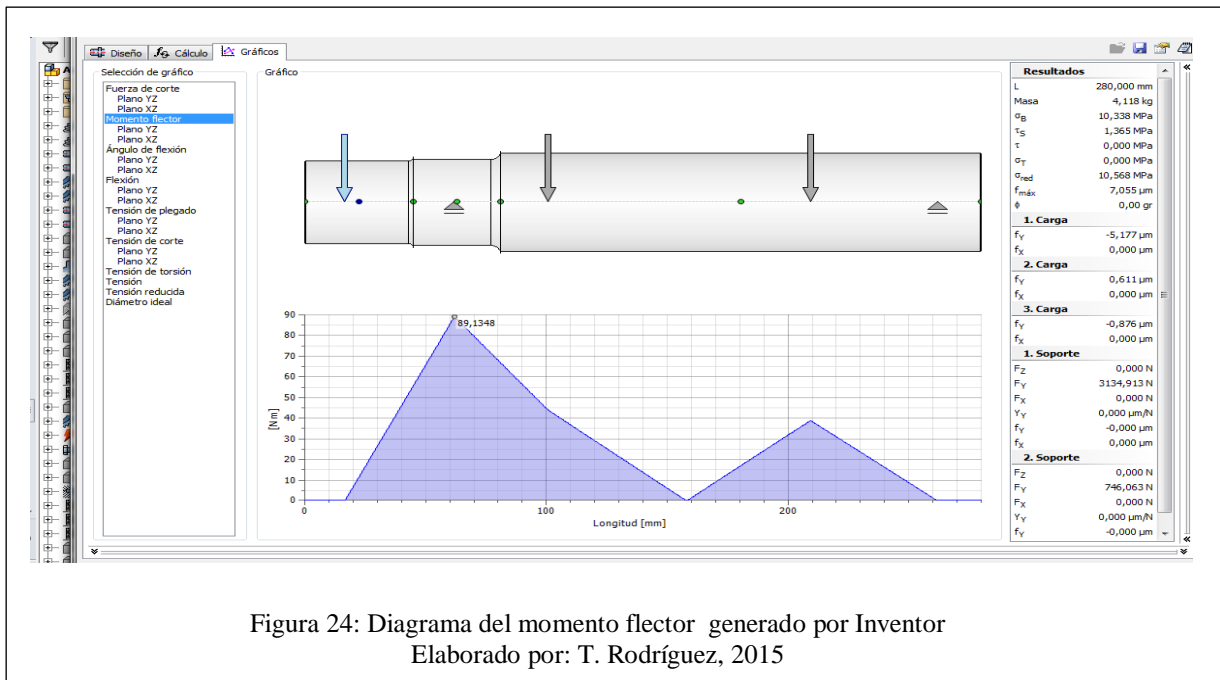


Figura 24: Diagrama del momento flector generado por Inventor
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

3.8.2) A flexión

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

$$M = F * \frac{a}{L} * (L - x)$$

$$M = \frac{1959.47 \text{ N} * 0.223 \text{ m}}{0.28 \text{ m}} * (0.28 \text{ m} - 0.223 \text{ m})$$

$$M = 88.95 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * (0.0428 \text{ m})^4}{64} = 1.64 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{88.95 \text{ Nm} * 0.0214 \text{ m}}{1.64 * 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{11.63 \text{ MPa}}$$

3.8.3) A torsión

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * (0.0428 \text{ m})^4}{32} = 3.29 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau = \frac{267.38 \text{ Nm} * 0.0214 \text{ m}}{3.29 * 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{17.39 \text{ MPa}}$$

Entonces:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{11.63^2 + 3 * 17.39^2}$$

$$\sigma' = \mathbf{32.28 \text{ MPa}}$$

Inventor indica que el Sy del acero para ejes es de 300 MPa.

$$S_y \text{ calculado} = 2 * \sigma'$$

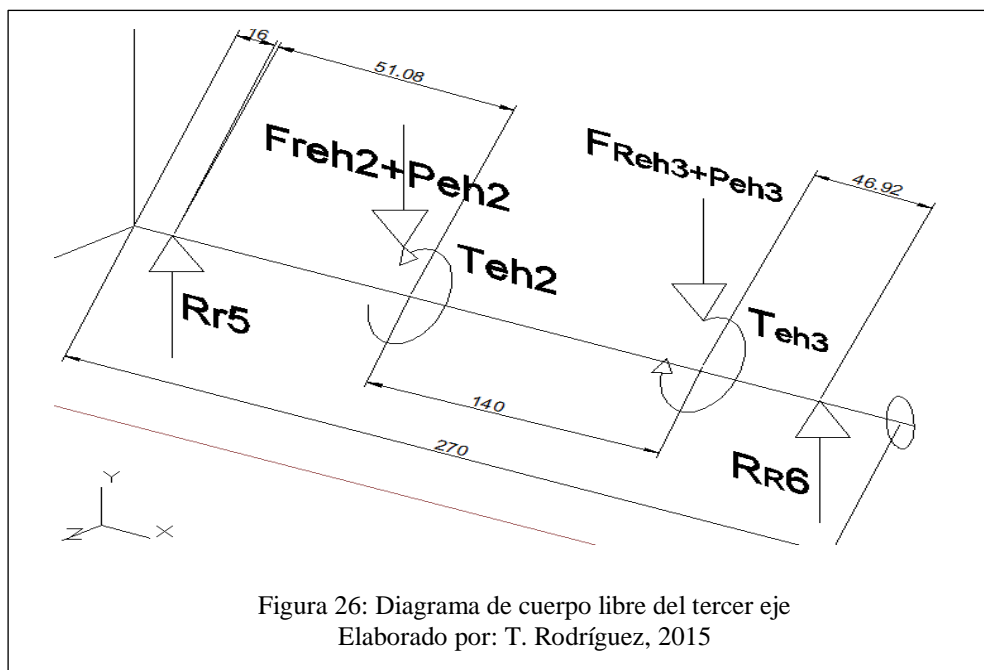
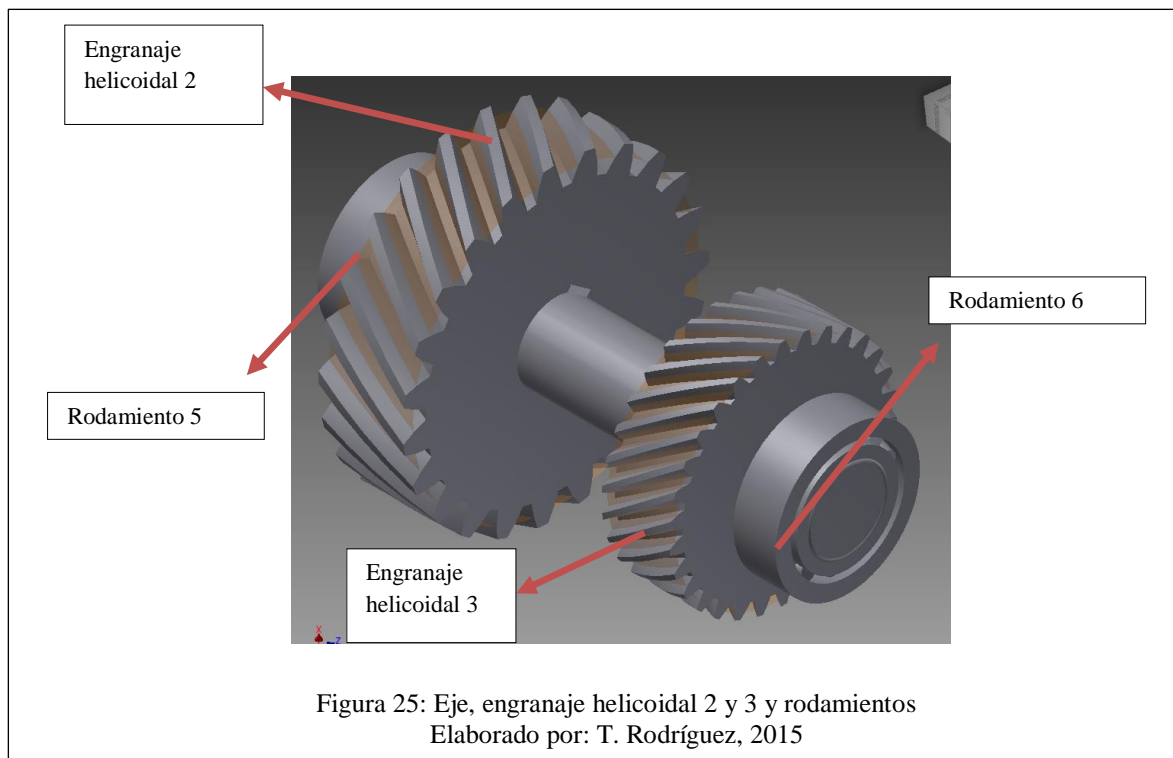
$$S_y \text{ calculado} = 2 * 32.28 \text{ MPa} = 64.56 \text{ MPa}$$

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma \text{ max}}$$

$$Fs = \frac{300 \text{ MPa}}{64.56 \text{ MPa}} = 4.64$$

3.9) Diseño del tercer eje

A continuación en la figura 32 se muestra un arreglo de los elementos a considerarse para el diseño.



3.9.1) Reacciones en los rodamientos

$$\sum F = 0$$

$$Freh2 + Peh2 + Freh3 + Peh3 = Rr5 + Rr6$$

$$1409.95 \text{ N} + 80.65 \text{ N} + 1826.46 \text{ N} + 35.56 \text{ N} = Rr5 + Rr6$$

$$3352.62 \text{ N} = Rr5 + Rr6$$

$$\sum M = 0$$

$$Teh2 + (Freh2 + Peh2) * 0.06708 \text{ m} - Teh3 + (Freh3 + Peh3) * 0.20708 \text{ m} \\ = 0.016 * Rr5 + 0.254 * Rr6$$

$$1490.6 \text{ N} * 0.06708 \text{ m} + 1862.02 \text{ N} * 0.20708 \text{ m} = 0.016 * Rr5 + 0.254 * Rr6$$

$$485.56 \text{ Nm} = 0.016 \text{ m} * Rr5 + 0.254 \text{ m} * Rr6$$

Entonces:

$$Rr5 = 1537.84 \text{ N}$$

$$Rr6 = 1814.78 \text{ N}$$

Dónde:

Teh2= torque del engranaje helicoidal 2

Rr= reacción en el rodamiento

Freh= fuerza radial del engranaje helicoidal

Peh= peso del engranaje helicoidal

Teh3= torque opuesto del engranaje helicoidal 3

Se ha seleccionado el rodamiento modelo NSK K-529/K-522 (ver anexo 4).

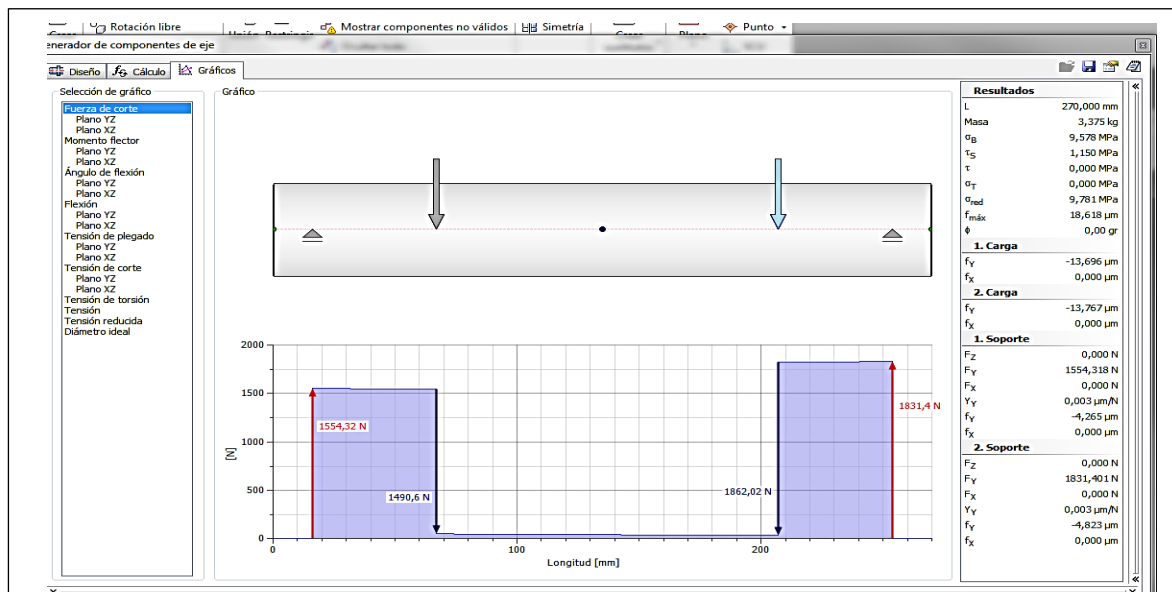


Figura 27: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Inventor
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

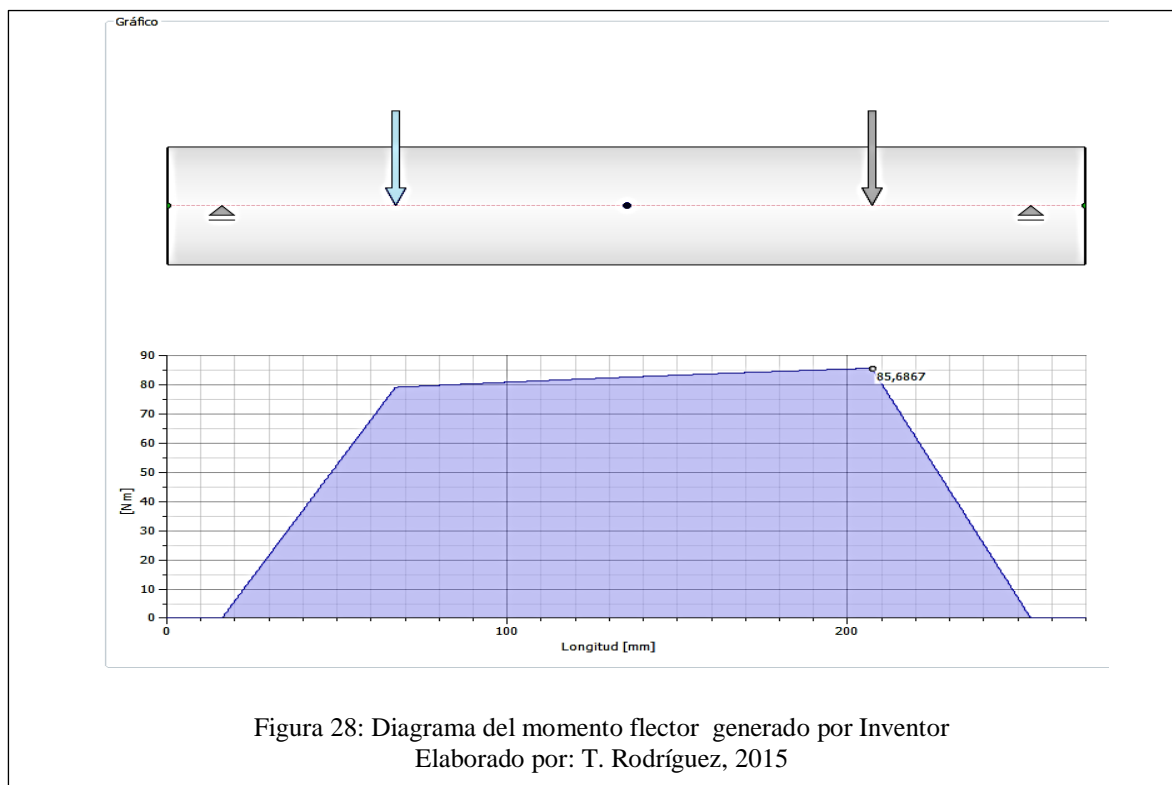


Figura 28: Diagrama del momento flector generado por Inventor
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

3.9.2) A flexión

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

$$M = F * \frac{a}{L} * (L - x)$$

$$M = \frac{1862.02 \text{ N} * 0.20708 \text{ m}}{0.27 \text{ m}} * (0.27 \text{ m} - 0.20708 \text{ m})$$

$$M = 89.85 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * (0.045 \text{ m})^4}{64} = 2.01 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{89.85 \text{ Nm} * 0.0225 \text{ m}}{2.01 * 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{10.057 \text{ MPa}}$$

3.9.3) A torsión

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * (0.045 \text{ m})^4}{32} = 4.02 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau = \frac{262.033 \text{ Nm} * 0.0225 \text{ m}}{4.02 * 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{14.66 \text{ MPa}}$$

Entonces:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{10.057^2 + 3 * 14.66^2}$$

$$\sigma' = \mathbf{27.31 \text{ MPa}}$$

Inventor indica que el Sy del acero para ejes es de 300 MPa.

$$S_y \text{ calculado} = 2 * \sigma'$$

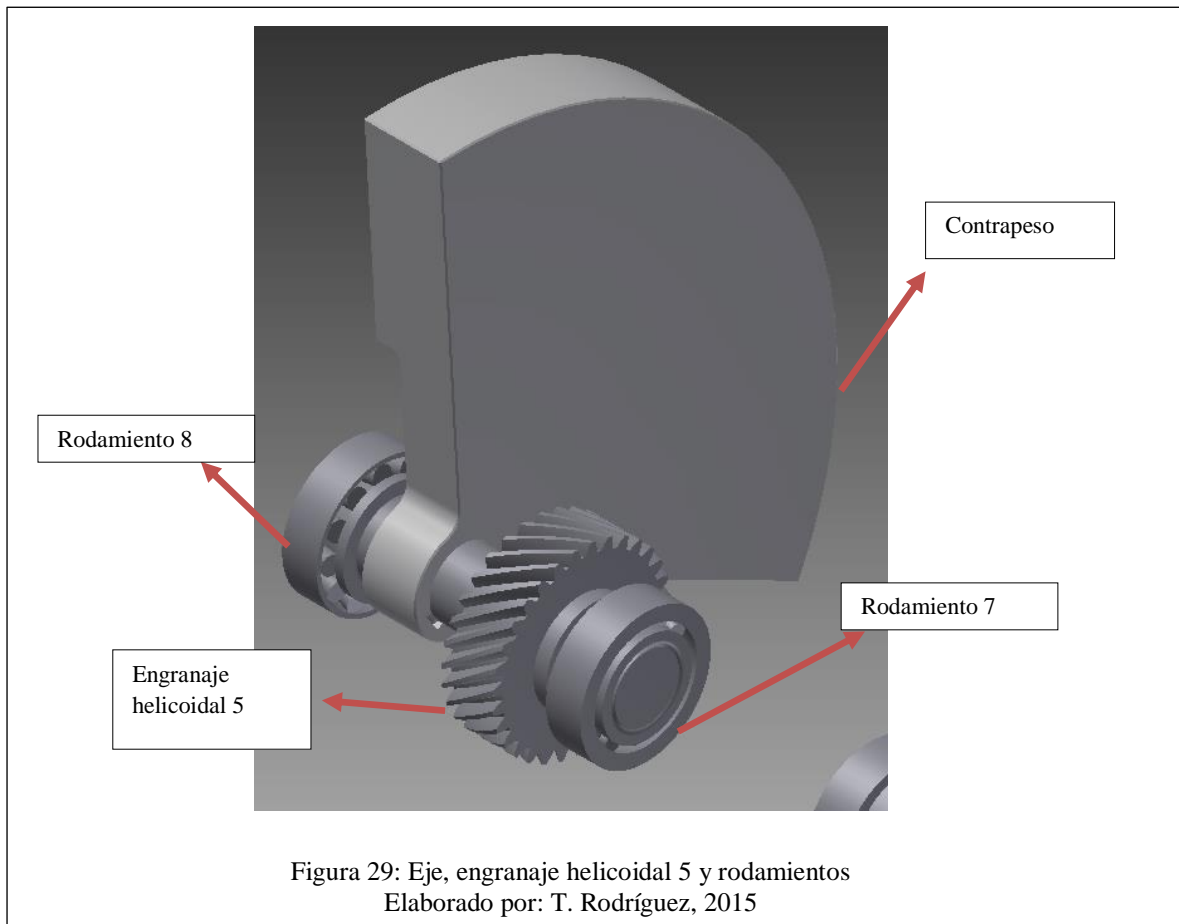
$$S_y \text{ calculado} = 2 * 27.31 \text{ MPa} = 54.62 \text{ MPa}$$

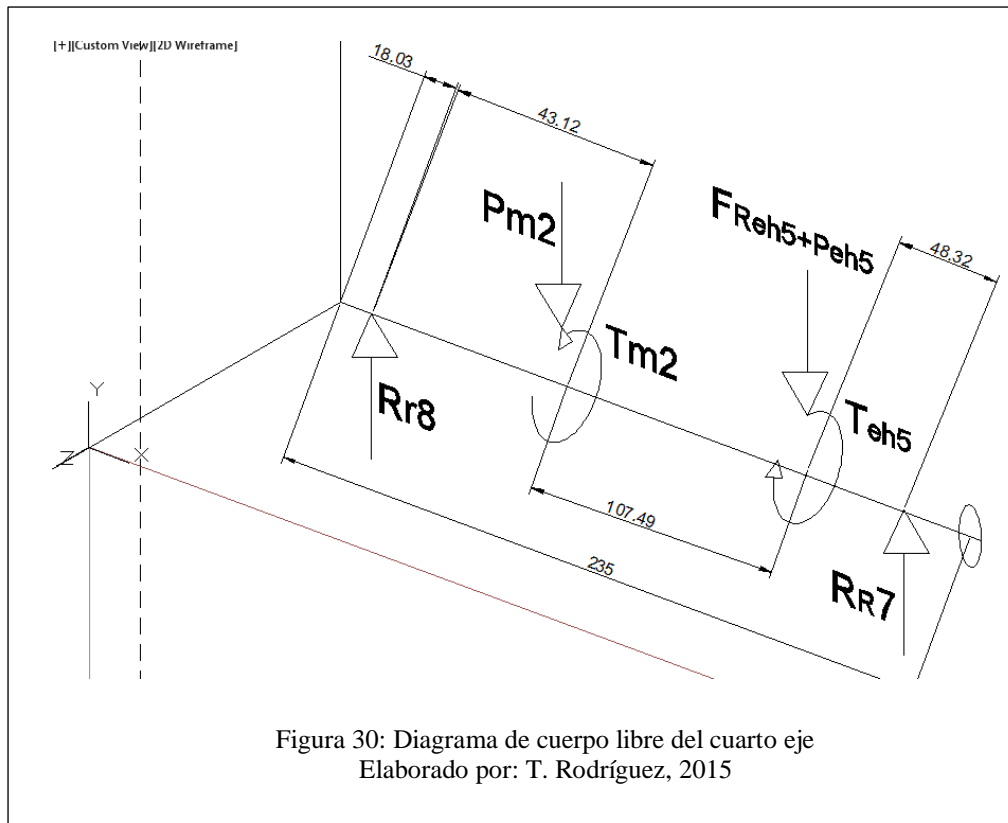
$$Fs = \frac{Sy}{\sigma_{max}}$$

$$Fs = \frac{300 \text{ MPa}}{54.62 \text{ MPa}} = 5.49$$

3.10) Diseño del cuarto eje

A continuación en la figura 36 se muestra un arreglo de los elementos a considerarse para el diseño.





3.10.1) Reacciones en los rodamientos

$$\sum F = 0$$

$$Freh5 + Peh5 + Pm2 = Rr7 + Rr8$$

$$1754.15 \text{ N} + 36.94 \text{ N} + 392 \text{ N} = Rr7 + Rr8$$

$$2183.09 \text{ N} = Rr7 + Rr8$$

$$\sum M = 0$$

$$Teh5 + (Freh5 + Peh5) * 0.06635 \text{ m} - Tm2 + Pm2 * 0.17384 \text{ m} \\ = 0.01803 * Rr7 + 0.21696 * Rr8$$

$$186.97 \text{ Nm} = 0.01803 * Rr7 + 0.21696 * Rr8$$

Entonces:

$$Rr7 = 1441.08 \text{ N}$$

$$Rr8 = 742.01 \text{ N}$$

Dónde:

T_{h5} = torque del engranaje helicoidal 5

R_r = reacción en el rodamiento

F_{reh} = fuerza radial del engranaje helicoidal

P_{eh} = peso del engranaje helicoidal

T_{m2} = torque opuesto de la masa 2

Se ha seleccionado el rodamiento modelo NSK K-529/K-522

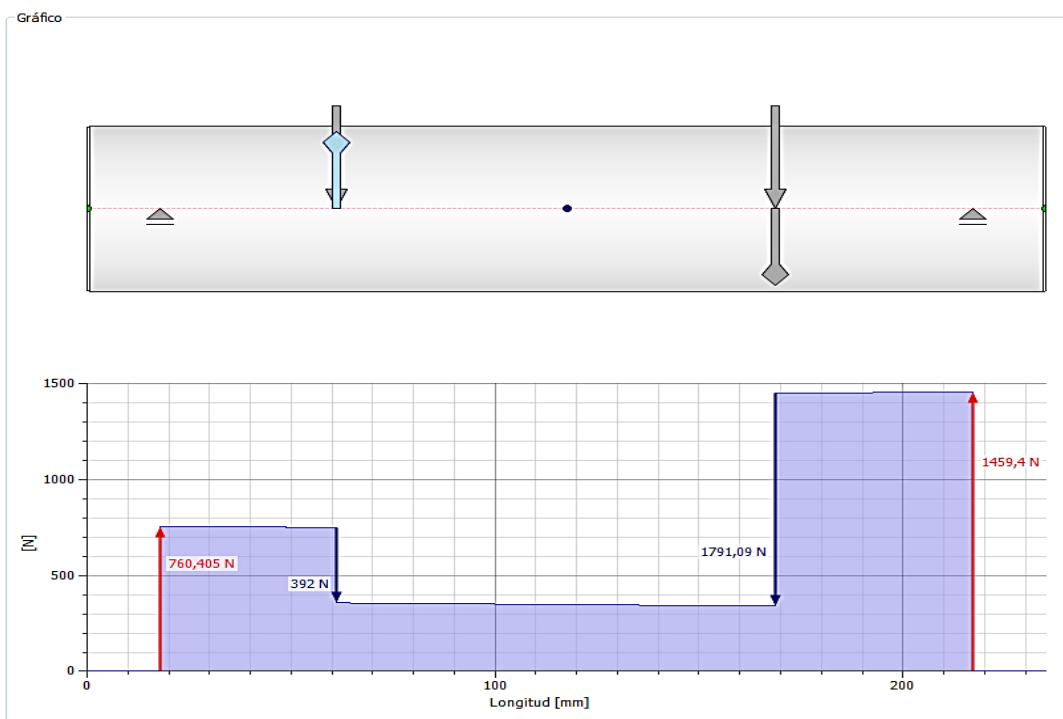
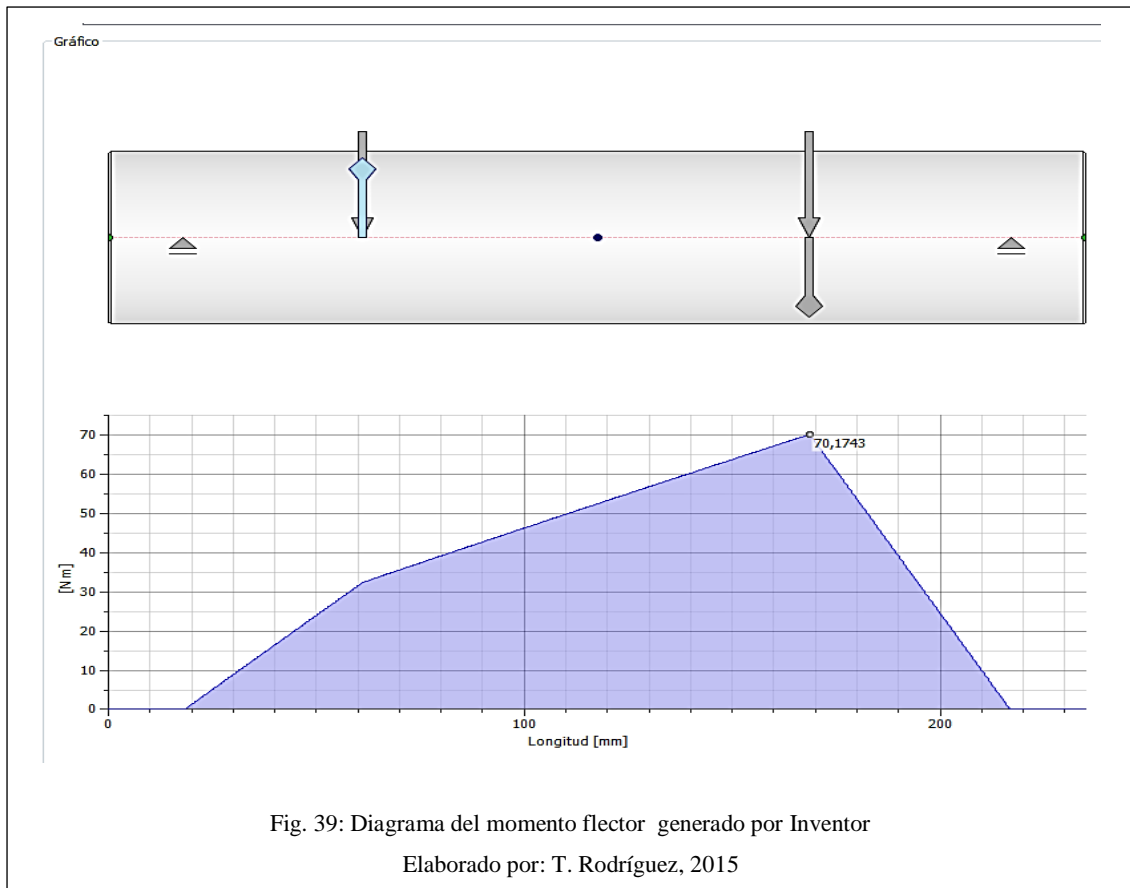


Fig. 38: Diagrama de reacciones en los apoyos del eje generado por Inventor
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015



3.10.2) A flexión

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

$$M = F * \frac{a}{L} * (L - x)$$

$$M = \frac{1791.09 \text{ N} * 0.186 \text{ m}}{0.235 \text{ m}} * (0.235 \text{ m} - 0.186 \text{ m})$$

$$M = 69.46 \text{ Nm}$$

$$I = \frac{\pi * D^4}{64} = \frac{\pi * (0.0508 \text{ m})^4}{64} = 3.26 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\sigma = \frac{69.46 \text{ Nm} * 0.0254 \text{ m}}{3.26 * 10^{-7} \text{ m}^4} = 5.41 \text{ MPa}$$

3.10.3) A torsión

$$\tau = \frac{T * r}{J}$$

$$J = \frac{\pi * D^4}{32} = \frac{\pi * (0.0508 \text{ m})^4}{32} = 6.5381 * 10^{-7} \text{ m}^4$$

$$\tau = \frac{260 \text{ Nm} * 0.0254 \text{ m}}{6.5381 * 10^{-7} \text{ m}^4} = \mathbf{10.1 \text{ MPa}}$$

Entonces:

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3 * \tau^2}$$

$$\sigma' = \sqrt{5.41^2 + 3 * 10.1^2}$$

$$\sigma' = \mathbf{18.31 \text{ MPa}}$$

Inventor indica que el Sy del acero para ejes es de 300 MPa.

$$S_y \text{ calculado} = 2 * \sigma'$$

$$S_y \text{ calculado} = 2 * 18.31 \text{ MPa} = 36.62 \text{ MPa}$$

$$Fs = \frac{Sy}{\sigma \text{ max}}$$

$$Fs = \frac{300 \text{ MPa}}{36.62 \text{ MPa}} = 8.19$$

3.11) Carcaza y elementos estructurales

La carcaza, placas divisoras y elementos de unión del dispositivo vibrador multidireccional de masas de inercia se diseñaron en Autodesk Inventor con la guía de la patente de la máquina solicitada en España, como se indicó en el Capítulo 1. La

carcaza principal consiste en un cilindro de acero estructural A-36 cuyas características se anuncian en la tabla 4, al igual que las placas divisoras entre cavidades.



Fig. 40: Diseño de la carcaza
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

Tiene un espesor de 8mm y en los extremos cuenta con cejas de sellado con 10 orificios para sujeción con las tapas laterales mediante pernos.

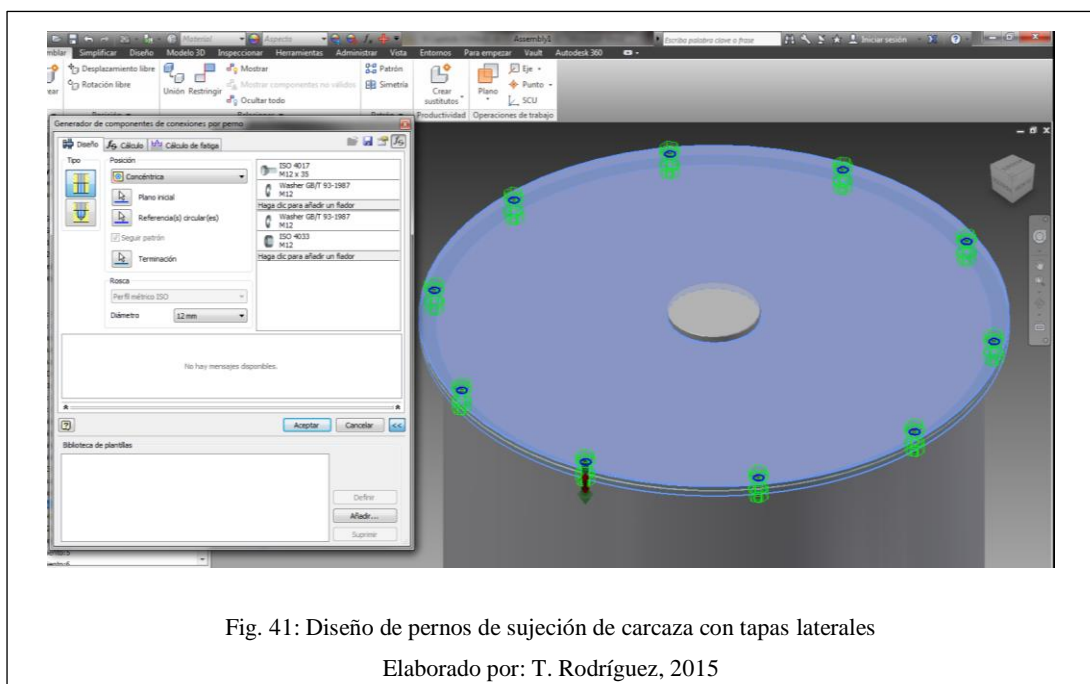


Fig. 41: Diseño de pernos de sujeción de carcaza con tapas laterales
Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

En el interior de la carcaza cuenta con unas cejas soldadas en todo el perímetro para soportar las placas divisoras, dichas cejas tienen 8 agujeros roscados M8 donde irán pernos M8x20 para tener un fácil acceso a las cavidades que alojan a los contrapesos y los engranajes.

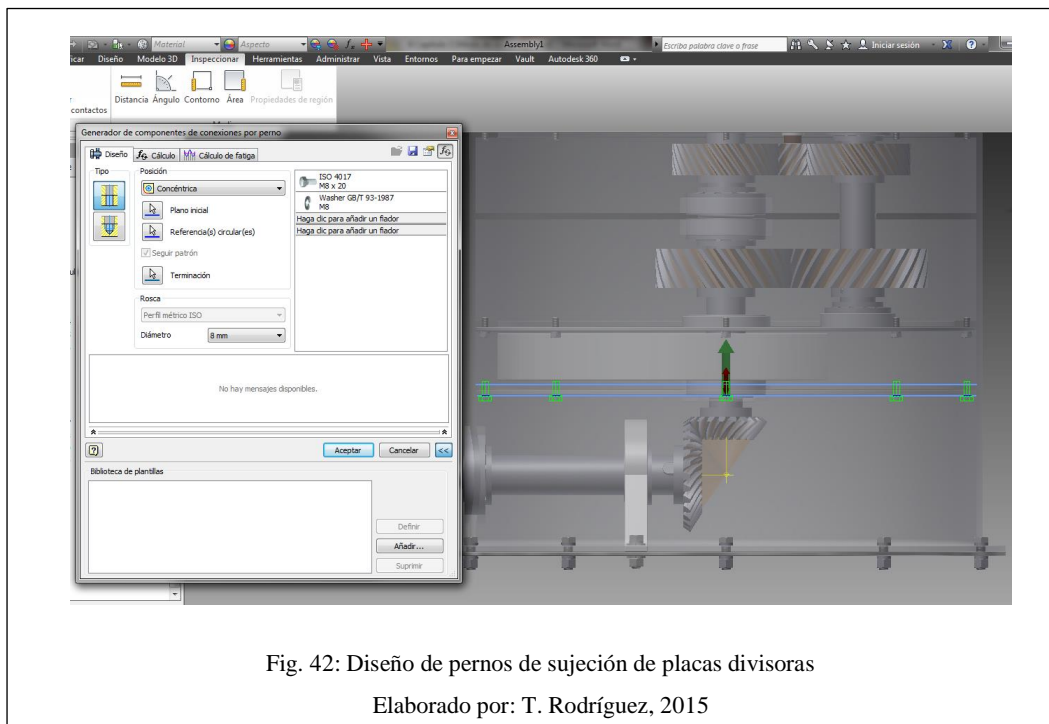


Fig. 42: Diseño de pernos de sujeción de placas divisoras

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

3.12) Análisis de la vibración producida

Una vez diseñadas todas las partes de la máquina, se analiza la capacidad del mecanismo para desprender el capulí del árbol.

Los estudios en este sentido se basan en trabajos acerca del olivar (árbol que produce la aceituna), investigaciones de varios ingenieros y técnicos que a través de los años han buscado perfeccionar la recolección de este fruto. Para fines prácticos en este trabajo se han considerado las mismas características que investigadores como (Fridley y Porras A. et al) presentaron en AGEN96 realizada en Madrid, donde expusieron sus trabajos en el derribo de la fruta de los árboles con máquinas que ellos diseñaron para la cereza y la aceituna, ya que por dimensiones, árbol, peso y características biológicas son muy semejantes a las del capulí, todos estos estudios son de total validez al momento de analizar el derribo del capulí con la máquina diseñada en esta tesis.

Hay tres factores fundamentales para lograr el derribo de la fruta del árbol, el primero es la frecuencia con la que giramos las masas de inercia, el segundo es la amplitud con la que la máquina trabaja y el tercero es el tiempo de vibrado.

Fridley (1983), estudia los diferentes sistemas de derribo de los frutos por vibración, realizando una clasificación en función de las frecuencias y amplitudes aconsejables y la importancia relativa del sistema fruto-pedúnculo o de la estructura del árbol en la eficacia del sistema.

Tabla.5: Características de los árboles y de la vibración

Cultivo	Tipo de árbol	Frecuencia (ciclos/s)
Albaricoquero	1	15-30
Almendro	1	15-25
Cerezo	4	12-24
Ciruelo	2	15-25
Manzano	2	15-25
Melocotón	3	15-25
Nogal	3	15-20
Naranja	5	10-15
Capulí	5	20-35
Olivo	5	20-35

Fuente: <http://helvia.uco.es/xmlui/bitstream/handle/10396/337/13917262.pdf>, pág. 47

El tipo 1 se refiere a una estructura rígida y un fruto soportado por un pedúnculo rígido, y el tipo 5 se trata de una estructura menos rígida y un pedúnculo largo y flexible. Pero lo más importante de esta tabla es que nos proporciona la frecuencia adecuada que debemos aplicar para lograr desprender el capulí del árbol y la máquina propuesta en esta tesis cumple este primer requisito, ya que:

$$velocidad\ angular = 1400\ rpm$$

$$frecuencia\ (f) = \frac{\# \text{ de vueltas}}{tiempo}$$

$$f = \frac{1400}{60\ seg} = 23.33\ Hz$$

Porrás y Soriano en un trabajo publicado por la Universidad de Castilla – La Mancha, dice:

“Se pueden ver vibradores que usan masas de inercia de 2x40 kg, que giran a una velocidad de régimen próxima a las 1400 rpm, con lo que la potencia motriz que requieren para vibrar olivos grandes es de 40-55 C.V. de potencia nominal.” (Porras-Soriano et al, 1999)

Esto es la base del mecanismo propuesto y nos permite analizar en teoría que aplicándolo al árbol de capulí logramos cumplir el primer requisito.

Con respecto a la amplitud (Porras-Soriano et al, 1999) dicen:

“Al principio, el diseño de los vibradores estuvo basado en pruebas y errores. La información básica referente a la respuesta de los árboles a diversas vibraciones no estaba disponible para utilizarla como criterio. La investigación en el campo de la ingeniería estuvo dedicada a determinar las relaciones empíricas entre amplitud y frecuencia. Hoy se puede afirmar que frecuencias entre 25-40 Hz y amplitudes pequeñas 20-25mm son más eficaces cuando la estructura del árbol es grande y la sujeción del fruto es rígida y que grandes amplitudes 90-120 mm y bajas frecuencias 2-6 Hz son mejores para arboles con ramas largas y frutos que cuelgan de ellas” (Porras-Soriano et al, 1999)

(Porras-Soriano, 1999) Realizan un estudio teórico de la vibración multidireccional, aplicando un sistema de 2 masas inerciales, igual al sistema patentado por (Barzona, Pérez, Salas, 2000).

Parte de la ecuación de la fuerza resultante planteada por (Ortiz – Cañavatte, 1989), considerando al sistema de análisis, árbol – vibrador, como un solo conjunto.

$$\vec{F} = m_1 n_1^2 r_1 (\cos n_1 t + i \sin n_1 t) + m_2 n_2^2 r_2 (\cos n_2 t + i \sin n_2 t)$$

Dónde:

m_i = masa contrapesos

r_i = radio de inercia de contrapesos

n_i = velocidad angular contrapesos

Asume simetría e igualdad de valores de: masas, velocidades y radios, con lo que obtiene la ecuación diferencial:

$$kx + C\dot{x} + m\ddot{x} = mn^2r \cos nt$$

Cuya solución general es:

$$x = \frac{S}{2} \cos(nt - \alpha)$$

Luego desarrolla la diferencia de ángulos y deriva, obteniendo:

$$S = \frac{2mn^2r}{\sqrt{(k - Mn^2)^2 + C^2n^2}}$$

Dónde:

S = amplitud de vibración

k = constante elástica del árbol

C = coeficiente de amortiguamiento

M = masa total de inercia del sistema vibrante

r = radio de inercia de los contrapesos

n = velocidad angular de los contrapesos

m = masa de los contrapesos

Por otra parte (Porras-Soriano, 1999), manifiesta que “estudiando la función para diferentes valores de n , se puede demostrar analíticamente que dicha expresión presenta un máximo para el valor $n = n_0$, denominado frecuencia natural del sistema dado por”:

$$n_0 = \sqrt{\frac{2k^2}{2kM - C^2}}$$

A medida que la velocidad angular media de los contrapesos crece, la amplitud de la vibración tiende a estabilizarse, lo que era de esperar, ya que si n es suficientemente grande ($n \gg n_0$) la amplitud de la vibración responde a la fórmula siguiente: (Porras-Soriano, 1999)

$$S = \frac{2mr}{M_a + M_v} = \frac{2mr}{M}$$

Dónde:

S = amplitud de vibración

m = masa de los contrapesos

r = radio de inercia de los contrapesos

M = masa del vibrador (M_v) + masa equivalente del árbol (M_a)

M_v en los vibradores comerciales, es de 600kg, y los “olivos” presentan M_a que varía desde 500 a 1000 kg e incluso más, es evidente que, entre ciertos límites, no se comete error importante aceptando que $S = \psi(m)$ es una función lineal para valores dados de r .

Lo importante es averiguar el par de valores (n , S), más conveniente para que, menos en teoría, se pueda llegar a tener eficacias de derribo próximas al 100%. (Porras-Soriano, 1999)

Con respecto a la potencia, manifiesta que:

La potencia calculada se refiere sólo a la de giro de los contrapesos que originan la vibración, pero girando alrededor de un eje fijo. Al considerar que en el sistema vibrante participan, además de la resultante de las fuerzas aplicadas, las de ligadura y las de inercia, cambia completamente el planteamiento efectuado, y es por lo que dada la enorme complejidad del sistema vibrante, se ha estudiado experimentalmente la potencia mínima necesaria para mantener en movimiento el sistema cabeza vibradora – árbol, y se ha llegado a que la potencia necesaria depende de m , n y r , según la fórmula siguiente, semejante a la anterior, comprobada experimentalmente:

$$N = \Delta \cdot m \cdot n^3 \cdot r$$

Siendo C un coeficiente que tiene en cuenta las acciones debidas a las fuerzas aplicadas, de inercia y de ligadura del sistema.

En experiencias realizadas para cuantificar se ha obtenido los siguientes resultados:

Tabla 6: Factor Δ según el tipo de árbol

Δ	Tipo de árbol
$4,60 \times 10^{-10}$	Olivos jóvenes pequeños
$5,75 \times 10^{-10}$	Olivos de edad y tamaño medio
$6,90 \times 10^{-10}$	Olivos viejos grandes

Es de destacar que Δ es un coeficiente que ofrece la potencia mínima requerida por el motor alternativo del vehículo soporte de vibrador, y en ella se observa que usar masas grandes y velocidad angular baja, requiere menos potencia que usar masas pequeñas y velocidad angular alta. (Porrás-Soriano, 1999)

A continuación se realizará un estudio teórico para los árboles de capulí.

Para unas condiciones iniciales donde estén montados los dos contrapesos de 40 Kg cada uno, con radio de giro de 293 mm, vibrando un árbol de capulí maduro de unos 400 Kg con un vibrador de 600 Kg de peso, la amplitud sería:

$$S = \frac{2 * 80Kg * 293mm}{600kg + 400kg} = 43.6 mm$$

Como se puede ver, la amplitud obtenida con la máquina propuesta está en un punto medio entre lo ideal para arboles grandes y rígidos y lo mejor para arboles pequeños y ramas largas, esto es exactamente lo que se busca, ya que mientras más variedad de especies de árboles de capulí se abarque, más completa y cotizada será la máquina en el mercado agrícola, puesto que la frecuencia se puede variar fácilmente desde la toma de fuerza del tractor, esto nos resulta altamente beneficioso a la hora de trabajar en un campo con varios tipos de árboles frutales.

Fácilmente se podrá desmontar un contrapeso para trabajar en un campo con árboles más pequeños, entonces tendríamos:

$$S = \frac{2 * 40Kg * 293mm}{675kg + 300kg} = 24.04 mm$$

Entonces, la facilidad de la máquina para lograr condiciones adecuadas para cada tipo de árbol de capulí resulta muy beneficiosa y cotizada.

El último factor a tomar en cuenta es el tiempo de vibrado del árbol para desprender el fruto, y así mismo los expertos en el análisis del derribo de la aceituna y semejantes, (Porrás-Soriano et al, 1999) indican que el tiempo más adecuado de vibración en el tronco es de 10 segundos.

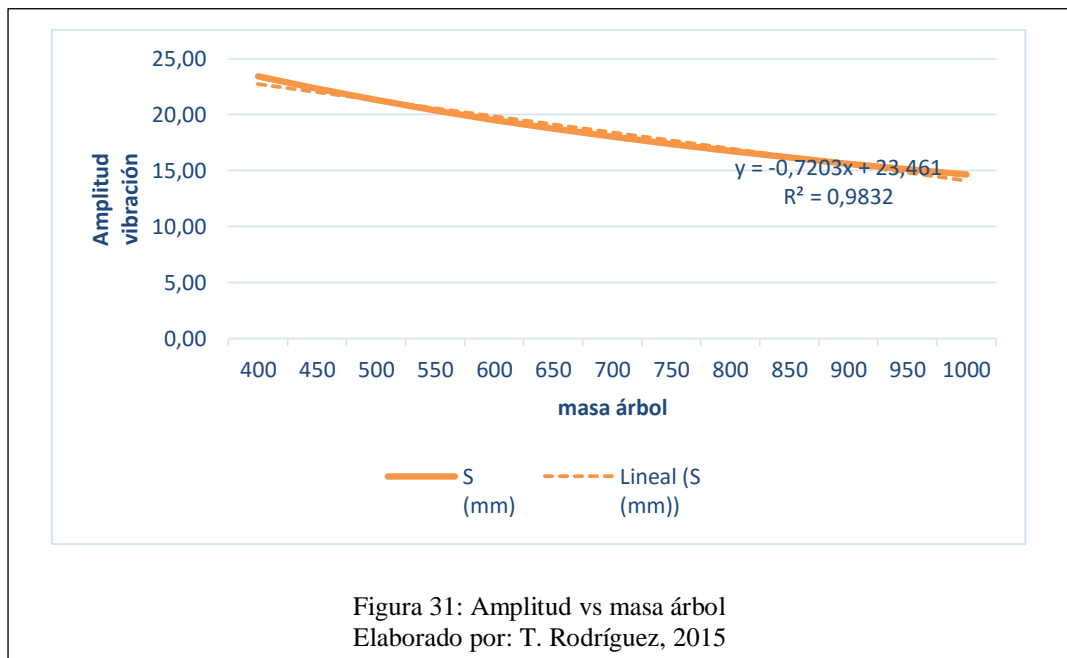
3.13) Análisis mediante Excel

3.13.1) Variando masa del árbol

Tabla 7: Calculo de la amplitud variando la masa del árbol

masa contrapeso (kg)	radio de inercia contrapeso (mm)	masa vibrador Mv (kg)	masa árbol Ma (kg)	S (mm)
40	293	600	400	23,44
40	293	600	450	22,32
40	293	600	500	21,31
40	293	600	550	20,38
40	293	600	600	19,53
40	293	600	650	18,75
40	293	600	700	18,03
40	293	600	750	17,36
40	293	600	800	16,74
40	293	600	850	16,17
40	293	600	900	15,63
40	293	600	950	15,12
40	293	600	1000	14,65

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

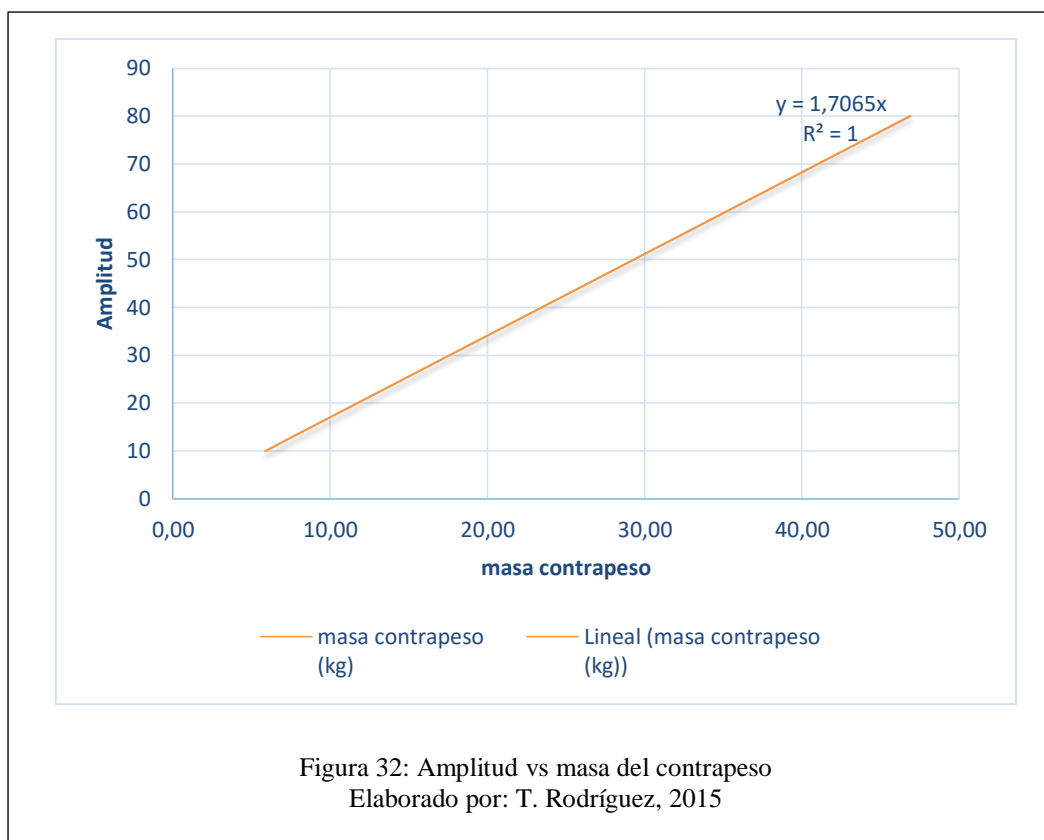


3.13.2) Variando masa del contrapeso

Tabla 8: Calculo de la amplitud variando la masa del contrapeso

masa contrapeso (kg)	radio de inercia contrapeso (mm)	masa vibrador Mv (kg)	masa árbol Ma (kg)	S (mm)
10	293	600	400	5,86
15	293	600	400	8,79
20	293	600	400	11,72
25	293	600	400	14,65
30	293	600	400	17,58
35	293	600	400	20,51
40	293	600	400	23,44
45	293	600	400	26,37
50	293	600	400	29,30
60	293	600	400	35,16
70	293	600	400	41,02
80	293	600	400	46,88

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

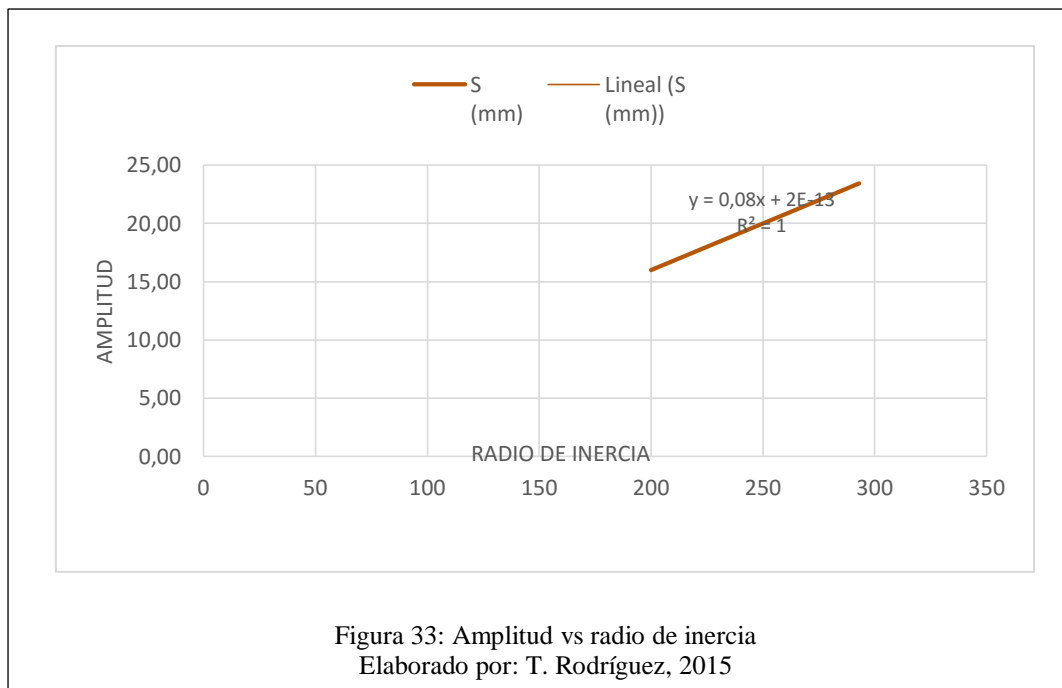


3.13.3) Variando el radio de inercia

Tabla 9: Calculo de la amplitud variando la masa del radio de inercia

masa contrapeso (kg)	radio de inercia contrapeso (mm)	masa vibrador Mv (kg)	masa árbol Ma (kg)	S (mm)
40	200	600	400	16,00
40	207,5	600	400	16,60
40	215	600	400	17,20
40	222,5	600	400	17,80
40	230	600	400	18,40
40	237,5	600	400	19,00
40	245	600	400	19,60
40	252,5	600	400	20,20
40	260	600	400	20,80
40	267,5	600	400	21,40
40	275	600	400	22,00
40	282,5	600	400	22,60
40	290	600	400	23,20
40	293	600	400	23,44

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015



3.13.4) Conclusiones

Del análisis presentado, se puede notar que la relación: masa del árbol vs amplitud; masa contrapesos vs amplitud; radio de inercia vs amplitud. So relaciones que se acercan mucho a relaciones lineales, lo que nos indica que para controlar la amplitud, controlaríamos una o todas estas variables.

Capítulo 4

Análisis de costos

A continuación se presentan los valores estimados de los costos con los que se manejaría el proyecto.

Costos involucrados en la construcción del prototipo de la máquina vibradora:

4.1) Costos Directos

Tabla 10: Costo – Materia prima

Nombre de la parte	Material	Dimensiones	Peso (Kg)	Cant	Costo U. (USD)	Costo (USD)
Eje cardán	V-155	Ø2"x403	4,34	1	7,28	\$ 7,28
Engranaje cónico	E-410	Ø145x43	1,72	1	6,8	\$ 6,80
Piñón cónico	Bronce aluminio	Ø100x43	1	1	12,7	\$ 12,70
Eje 2	V-155	Ø2"x285	4,17	1	7,28	\$ 7,28
Masa de Inercia	A-36	445x296x50	40	2	3,36	\$ 6,72
Engranaje helicoidal 1	E-410	Ø175x55	6,5	2	6,8	\$ 13,60
Eje 3	V-155	Ø2"x273	3,37	1	7,28	\$ 7,28
Engranaje helicoidal 5	E-410	Ø130x45	2,8	1	6,8	\$ 6,80
Piñón Helicoidal 6	E-410	Ø40x45	0,33	1	6,8	\$ 6,80
Engranaje helicoidal 7	E-410	Ø135x45	2,9	1	6,8	\$ 6,80
Eje 4	V-155	Ø2"x240	3,72	1	7,28	\$ 7,28
Tapas exteriores e interiores	A-36	Ø720x8	19,4	5	3,36	\$ 16,80
Cuerpo cilíndrico	A-36	2060x640x8	83	1	3,36	\$ 3,36
Cejas de sellado	A-36	Ø716xØ640x8	5,1	2	3,36	\$ 6,72
Perno hexagonal	Normalizado	M12x35		20	0,68	\$ 13,60
Tuerca	Normalizado	M12		20	0,3	\$ 6,00
Rodela de presión	Normalizado	Ø12x3		40	0,12	\$ 4,80
chaveta	Acero chaveta	45x19x16	0,04	8	2,7	\$ 21,60
Rodamiento cónico	HR 33008	Ø100x30		6	46	\$ 276,00
Rodamiento cónico	HR 332091	Ø85x30		2	37	\$ 74,00
Rodamiento de bolas	6010	Ø80x16		2	22	\$ 44,00
Total:						\$ 556,22

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

De igual manera como se trata de una tesis de diseño, se toma también en cuenta como costo directo la parte de diseño e ingeniería, estos valores se detallan en la Tabla 11.

Tabla 11: Costos de diseño e ingeniería

Ítem	Nombre	Tiempo H-H	Valor H-H	Subtotal
1	Autor	360	4	\$ 1.440
2	Profesionales asesor	10	15	\$ 150
3	Asesoría especial	5	25	\$ 125
Total:				\$ 1.715

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

Para los costos de mano de obra, se deben tomar en cuenta varios parámetros tales como; maquinado de cada parte, montaje, pruebas y ensayos en la máquina, estos valores se detallan en la Tabla 12.

Tabla 12: Costos de mano de obra

Ítem	Nombre	Tiempo H-H	Valor H-H	Subtotal
1	Servicio de fresadora	40	14	\$ 560
2	Servicio de torno	24	14	\$ 336
3	Servicio de taladro	4	12	\$ 48
4	Servicio de roladora	2	8	\$ 16
5	Servicio de prensa	1	10	\$ 10
6	Servicio de centro de CNC	6	35	\$ 210
Total:				\$ 1.180

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

4.2) Costos Indirectos

Tabla 13: Costos indirectos

Descripción	Subtotal
Gastos administrativos	\$ 60
Materiales de oficina	\$ 80
Transporte	\$ 100
Tecnología de la información	\$ 100
Servicios básicos	\$ 70
Otros	\$ 80

Total:	\$ 490
---------------	---------------

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

4.3) Costo total de la máquina

Con todos los valores obtenidos, se realiza una tabla resumida, en la cual se va a detallar cada uno de estos y así poder obtener el valor total de la matriz. Tabla 10.

Tabla 14: Costo total de la máquina

Costos directos	Subtotal
Costos materia prima	\$ 556,22
Costos mano de obra	\$ 1.180,00
Costos diseño e ingeniería	\$ 1.715,00
Costos indirectos	Subtotal
Tabla XX	\$ 490,00
SUBTOTAL	\$ 3.941,22
IMPREVISTOS 3,5%	\$ 137,94
COSTO TOTAL	\$ 4.079,16

Elaborado por: T. Rodríguez, 2015

Referencias

1. ADMIN. (2014). <http://www.viveroproductora.com.ar>. Obtenido de <http://www.viveroproductora.com.ar/category/articulos/>
2. Araque, Oliveros, Sanz, & Ramirez. (2005). Desempeño de vibradores portátiles del tallo en la cosecha del café. *Cenicafé*, 339 - 347.
3. Barsona, Pérez, & Salas. (2000). *España Patente nº ES 2 147 101 A1*.
4. Berlijn et al. (2008). *Fruticultura*. México: Trillas.
5. Böhler. (2011). *Manual de aceros especiales*. Böhler.
6. Budynas, R. G. (2008). Diseño en ingeniería mecánica de Shigley.
7. Celeiro Graña, A. (2001). *España Patente nº ES 1 049 531 U*.
8. Charhuapoma, M., & Angulo, P. (1999). *Plantas medicinales en atención primaria de salud, agroindustria, fitoquímica y ecoturismo: Perspectivas de desarrollo en la región Los Libertadores Wari*. Lima, Perú: IICA.
9. ElComercio.com. (25 de febrero de 2012). El capulí es un fruto andino que se desarrolla y degusta en la Serranía. *El comercio*.
10. León, J. (2000). *Botánica de los cultivos tropicales*. San José, Costa Rica: Agroamericana.
11. Merino. (2014). <http://www.andalucesdiario.es>. Obtenido de <http://www.andalucesdiario.es/ciudadanxs/solo-ocho-inspectores-de-trabajo-controlaran-la-campana-de-la-aceituna-de-jaen/>
12. Porras, Cabrera, & Soriano. (1995). *Olivocultura y Elaiotecnía*. Castilla La Mancha: UDCLM.
13. Porras-Soriano. (1999). Obtenido de www.uclm.es/profesorado: www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/tfcaps2/pdf/Cap4-2.pdf
14. Porras-Soriano et al. (1999). *Recolección mecanizada de la acituna*. uclm.es. Obtenido de <https://www.uclm.es/profesorado/porrasysoriano/tfcaps2/pdf/Cap3-1.pdf>
15. PROFRUT. (2000). *El cultivo del capulí*. Lima, Perú: UOPE.
16. s.a. (2014). <http://redescepalcala.org>. Obtenido de http://redescepalcala.org/olivaryescuela/divulgacion/5_Feria_Sevilla/Proyecto/recoleccion.html

Anexos

Anexo 1

Solicitud de patente de la Universidad de Córdoba, España.



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS
ESPAÑA



⑪ Número de publicación: **2 147 101**
⑫ Número de solicitud: 009702165
⑬ Int. Cl.⁷: A01D 46/26
B06B 1/16

⑫

SOLICITUD DE PATENTE

A1

⑭ Fecha de presentación: **20.10.1997**

⑮ Fecha de publicación de la solicitud: **16.08.2000**

⑯ Fecha de publicación del folleto de la solicitud: **16.08.2000**

⑰ Solicitante/s: **UNIVERSIDAD DE CORDOBA**
Rectorado Universidad-Alfonso XIII nº 13
14001 Córdoba, ES

⑱ Inventor/es: **Barasona Mata, Juan;**
Pérez Alcantara, Rafael y
Salas Morera, Lorenzo

⑲ Agente: **Ungria López, Javier**

⑳ Título: **Dispositivo vibrador multidireccional de masas de inercia para árboles.**

㉑ Resumen:
Dispositivo vibrador multidireccional de masas de inercia para árboles.
Se trata de un dispositivo que comprende una carcasa, en cuyo interior existen dos masas de inercia fijadas a sendos ejes principales giratorios en sentidos opuestos, uno anterior y otro posterior, transmitiéndose el movimiento de uno a otro eje mediante un tren de engranajes, formando parte la carcasa de un conjunto estructural provisto de unas pinzas de agarre al tronco de un árbol frutal (olivo, almendro, etc.) para producir vibraciones sobre el mismo para hacer caer los frutos.
La novedad de la invención se centra en la sencilla estructura de la carcasa, así como en la disposición de ambos ejes principales que se encuentran alineados en una misma dirección. Además, el tren de engranajes está ubicado en cavidades aisladas, al igual que ocurre con las masas de inercia que se encuentran establecidas en sendas cavidades independientes.
Es importante señalar el fácil acceso al interior de la carcasa para realizar cualquier operación que se necesite.

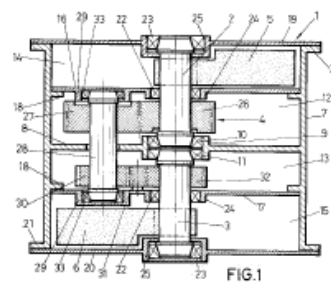


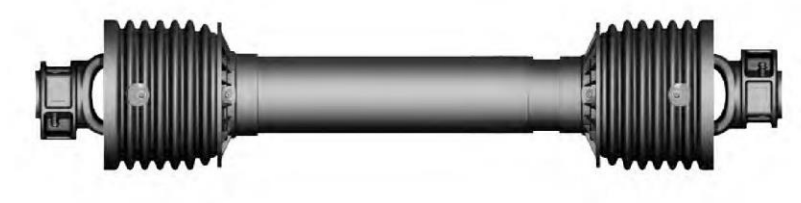
FIG.1

ES 2 147 101 A1

Venta de fascículos: Oficina Española de Patentes y Marcas. C/Panamá, 1 - 28036 Madrid

Anexo 2

Ficha técnica del cardan

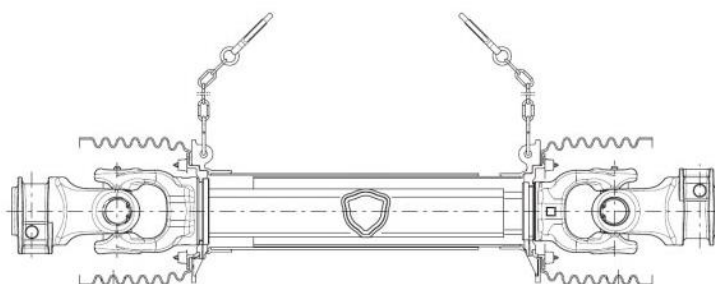


3.6

**BONDIOLI
& PAVESI** 



Global Cardan joint drivelines



	540 min ⁻¹				1000 min ⁻¹				Mdmax		Categories	
	P _n kW	CV	M _n Nm	in·lb	P _n kW	CV	M _n Nm	in·lb			ASAE RD	HD
G1	12	16	210	1850	18	25	172	1500	320	2830	1	1
G2	15	21	270	2400	23	31	220	1950	450	3980	2	1
G3	26	35	460	4050	40	55	380	3350	780	6900	2	2
G4	26	35	460	4050	40	55	380	3350	780	6900	3	3
G5	35	47	620	5500	54	74	520	4600	1050	9290	4	3
G7	47	64	830	7350	74	100	710	6250	1450	12830	4	4
G8	61	83	1080	9560	96	130	913	8050	2000	17690	5	5

Anexo 3

Ficha técnica del tractor

DADOS TÉCNICOS

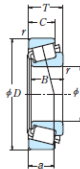
	Farmall 60	Farmall 70	Farmall 80	Farmall 90	Farmall 98
MOTOR					
Número de cilindros / tipo	3 / aspirado	3 / Turbo-alimentado	4 / aspirado	4 / Turbo-alimentado	4 / Turbo-alimentado
Diámetro / Curso	104 mm / 115 mm	104 mm / 115 mm	104 mm / 115 mm	104 mm / 115 mm	104 mm / 115 mm
Capacidad	2.931 cm³	2.931 cm³	3.908 cm³	3.908 cm³	3.908 cm³
Potencia nominal ISO TR143% - 2000/25/EC	59 cv (43,5 kW)	69 cv (50,5 kW)	80 cv (58,5 kW)	89 cv (65,5 kW)	94 cv (69 kW)
Velocidad nominal del motor	2.500 rpm	2.500 rpm	2.500 rpm	2.500 rpm	2.500 rpm
Torque máximo	207 Nm @ 1.500 rpm	250 Nm @ 1.500 rpm	279 Nm @ 1.500 rpm	320 Nm @ 1.500 rpm	337 Nm @ 1.500 rpm
Elevación de torque	32 %	36 %	30 %	33 %	35 %
Especificación conforme a la legislación de emisiones	Tier II	Tier II	Tier II	Tier II	Tier II
Capacidad del tanque de combustible	92 l	92 l	92 l	92 l	92 l
Intervalo de cambio de aceite del motor	300 h	300 h	300 h	300 h	300 h
Caño de escape	Silenciador debajo del capó, caño de escape lateral a lo largo de la columna A				
TRANSMISIÓN					
Tipo	Syncromesh, 4 velocidades, 3 rangos, 30 ó 40 km/hr				
Número de velocidades estándar (Adelante x Atrás)	12x12	12x12	12x12	12x12	12x12
Número de velocidades con opcional para baja velocidad (Adelante x Atrás)	20x12	20x12	20x12	20x12	20x12
Velocidad real más baja	0.30 km/h	0.30 km/h	0.30 km/h	0.30 km/h	0.30 km/h
Accionamiento del bloqueo del diferencial en el eje trasero	Mecánico				
Freno de servicio	Freno a disco en baño de aceite auto-ajutable, operado mecánicamente				
TRACCIÓN Y DIRECCIÓN					
Accionamiento de la tracción en las cuatro ruedas	Mecánico				
Oscilación del eje	11 + 11	11 + 11	11 + 11	11 + 11	11 + 11
Ángulo de inclinación de las ruedas - 2WD/4WD	55° / 50°	55° / 50°	55° / 50°	55° / 50°	55° / 50°
Radio de giro mínimo - 4WD	3,6 m	3,6 m	4,1 m	4,1 m	4,1 m
Accionamiento del bloqueo del diferencial	automático	automático	automático	automático	automático
TOMA DE FUERZA					
Tipo	Mecánica				
Velocidades (rpm)	540 / 540E ó 540 / 1.000				
	540 a 2.200				
	540E a 1.215				
	1.000 a 2.380				
Giro del eje PTO por giro de la rueda					
540 seleccionada	8,2 / 8,9				
540E seleccionada	10,5 / 11,4				
1000 seleccionada	14,1 / 15,2				
SISTEMA HIDRÁULICO					
Caudal máximo de la bomba del sistema hidráulico principal	Estándar: 40 l/min; opcional: 52 l/min				
Tipo de sistema	Centro abierto				
Presión máxima del sistema	190 bar	190 bar	190 bar	190 bar	190 bar
Caudal máximo incluyendo la bomba del sistema de dirección	Estándar: 66,5 l/min; opcional: 78,5 l/min				
Control	MHC (control mecánico del enganche)				
Capacidad máxima de levantamiento	3.000 kg	3.000 kg	3.565 kg	3.565 kg	3.565 kg
Número máximo de válvulas remotas	3	3	3	3	3
Categoría	Cat. I-II	Cat. I-II	Cat. II	Cat. II	Cat. II

Anexo 4

Ficha técnica del rodamiento K-529/K-522

RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS DE UNA SOLA HILERA (DISEÑO EN PULGADAS)

Diámetro Interior 48.412~52.388 mm

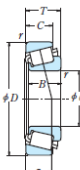


d	Dimensiones (mm)				Cone r	Copa r	Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)	
	D	T	B	C			C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite
48.412	96.250	30.162	29.370	23.020	3.5	3.3	106 000	143 000	10 800	14 500	3 800	5 300
	96.250	30.162	29.370	23.020	2.3	3.3	106 000	143 000	10 800	14 500	3 800	5 300
	104.775	36.512	36.512	28.575	3.5	0.8	139 000	192 000	14 200	19 600	3 400	4 800
	114.300	44.450	44.450	36.068	3.5	3.3	196 000	243 000	20 000	24 800	3 400	4 800
50.000	92.000	21.500	21.500	17.000	3.0	0.5	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
	92.550	21.500	22.225	16.510	0.5	1.3	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
	98.900	20.638	22.225	16.513	2.3	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	90.000	28.000	28.000	23.000	3.0	2.5	104 000	136 000	10 600	13 800	4 000	5 600
50.800	105.000	37.000	36.000	29.000	3.0	2.5	139 000	192 000	14 200	19 600	3 400	4 800
	90.862	18.258	18.258	14.288	1.5	1.5	53 000	81 000	5 400	8 250	4 300	5 600
	82.550	23.622	22.225	18.542	3.5	0.8	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
	82.551	21.500	22.225	16.510	3.5	1.3	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
52.388	86.000	17.462	17.462	13.495	3.5	1.5	48 500	63 000	4 950	6 450	4 300	5 600
	85.725	19.050	19.262	12.700	1.5	1.5	42 500	54 600	4 250	5 500	4 000	5 300
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	1.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
52.388	92.075	24.608	25.400	19.845	3.5	0.8	84 500	117 000	8 600	11 800	4 000	5 300
	93.264	30.162	30.302	23.812	3.5	0.8	103 000	136 000	10 600	13 800	3 800	5 300
	92.075	24.608	25.400	19.845	3.5	0.8	84 500	117 000	8 600	11 800	4 000	5 300
	96.250	27.793	28.575	22.225	3.5	2.0	119 000	144 000	11 200	14 200	3 800	5 300
52.388	101.600	31.750	31.750	25.400	3.5	3.3	119 000	150 000	12 100	15 200	3 600	5 000
	101.600	34.925	36.068	26.068	0.8	3.3	137 000	169 000	14 000	17 200	3 800	5 000
	101.600	34.925	36.068	26.068	3.5	3.3	137 000	169 000	14 000	17 200	3 800	5 000
	104.775	36.512	36.512	28.575	3.5	0.8	139 000	192 000	14 200	19 600	3 400	4 800
52.388	104.775	36.512	36.512	28.575	3.5	3.3	139 000	192 000	14 200	19 600	3 400	4 800
	106.866	34.925	36.512	26.068	3.5	3.3	145 000	181 000	14 700	18 900	3 400	4 800
	111.125	30.162	26.909	20.638	3.5	3.3	113 000	152 000	11 600	15 400	3 000	4 300
	111.125	30.162	26.909	20.638	3.5	3.3	113 000	152 000	11 600	15 400	3 000	4 300
52.388	111.125	30.162	26.909	20.638	3.5	3.3	113 000	152 000	11 600	15 400	3 000	4 300
	111.125	30.162	26.909	20.638	3.5	3.3	113 000	152 000	11 600	15 400	3 000	4 300
	111.125	30.162	26.909	20.638	3.5	3.3	113 000	152 000	11 600	15 400	3 000	4 300
	111.125	30.162	26.909	20.638	3.5	3.3	113 000	152 000	11 600	15 400	3 000	4 300

Ficha técnica del rodamiento K-535/K-532

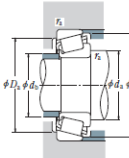
RODAMIENTOS DE RODILLOS CÓNICOS DE UNA SOLA HILERA (DISEÑO EN PULGADAS)

Diámetro Interior 44.450~47.625 mm



d	Dimensiones (mm)				Cone r	Copa r	Índices Básicos de Carga (N)				Velocidades Límite (rpm)	
	D	T	B	C			C _r	C _{0r}	C _r	C _{0r}	Grasa	Aceite
44.450	96.250	30.162	29.370	23.020	3.5	3.3	106 000	143 000	10 800	14 500	3 800	5 300
	96.250	30.162	29.370	23.020	2.3	3.3	106 000	143 000	10 800	14 500	3 800	5 300
	104.775	36.512	36.512	28.575	3.5	0.8	139 000	192 000	14 200	19 600	3 400	4 800
	114.300	44.450	44.450	36.068	3.5	3.3	196 000	243 000	20 000	24 800	3 400	4 800
45.000	92.000	21.500	21.500	17.000	3.0	0.5	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
	92.550	21.500	22.225	16.510	0.5	1.3	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
	98.900	20.638	22.225	16.513	2.3	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	90.000	28.000	28.000	23.000	3.0	2.5	104 000	136 000	10 600	13 800	4 000	5 600
45.230	105.000	37.000	36.000	29.000	3.0	2.5	139 000	192 000	14 200	19 600	3 400	4 800
	90.862	18.258	18.258	14.288	1.5	1.5	53 000	81 000	5 400	8 250	4 300	5 600
	82.550	23.622	22.225	18.542	3.5	0.8	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
	82.551	21.500	22.225	16.510	3.5	1.3	71 000	96 000	7 250	9 800	4 300	5 600
45.242	73.431	19.558	19.812	15.748	3.5	0.8	53 500	75 000	5 450	7 650	4 800	6 300
	77.788	19.842	19.842	15.080	3.5	0.8	56 000	71 000	5 700	7 250	4 500	6 300
	77.788	21.430	19.842	16.867	3.5	0.8	56 000	71 000	5 700	7 250	4 500	6 300
	82.931	23.812	25.400	19.050	3.5	0.8	76 500	99 000	7 800	10 100	4 500	6 300
45.618	82.931	23.812	25.400	19.050	3.5	0.8	76 500	99 000	7 800	10 100	4 500	6 300
	82.931	23.812	25.400	19.050	3.5	0.8	76 500	99 000	7 800	10 100	4 500	6 300
	82.931	23.812	25.400	19.050	3.5	0.8	76 500	99 000	7 800	10 100	4 500	6 300
	82.931	23.812	25.400	19.050	3.5	0.8	76 500	99 000	7 800	10 100	4 500	6 300
46.000	75.000	18.000	18.000	14.000	2.3	1.5	51 000	71 500	5 200	7 300	4 500	6 300
	79.375	17.462	17.462	13.495	2.8	1.5	46 000	57 000	4 700	5 800	4 500	6 000
	80.962	19.050	17.462	14.288	0.8	1.5	45 000	57 000	4 600	5 800	4 300	6 000
	86.000	20.638	21.692	17.462	2.3	1.3	71 500	81 500	7 200	8 300	4 300	6 000
46.038	79.375	17.462	17.462	13.495	3.5	1.3	79 500	106 000	8 100	10 700	4 300	6 000
	79.375	17.462	17.462	13.495	3.5	1.3	79 500	106 000	8 100	10 700	4 300	6 000
	79.375	17.462	17.462	13.495	3.5	1.3	79 500	106 000	8 100	10 700	4 300	6 000
	79.375	17.462	17.462	13.495	3.5	1.3	79 500	106 000	8 100	10 700	4 300	6 000
47.625	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
47.625	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600
	88.900	20.638	22.225	16.513	3.5	1.3	73 000	85 000	7 450	8 650	4 000	5 600

NSK



Carga Dinámica Equivalente

$$P = X F_r + Y F_a$$

$$\frac{F_r}{F_a} \leq e \quad \frac{F_r}{F_a} > e$$

$$\frac{X}{Y} \quad \frac{X}{Y} \quad \frac{X}{Y} \quad \frac{X}{Y}$$